

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного

ЖУРАВЕЛЬ Д.П., БОНДАР А.М.



**ПІДВИЩЕННЯ КЕРОВАНОСТІ КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ ШЛЯХОМ
ВИКОРИСТАННЯ АДАПТИВНОГО РУЛЬОВОГО КЕРУВАННЯ**

Монографія

Запоріжжя
2024

УДК 629.3.027.2

*Рекомендовано до видання
Вченою радою механіко-технологічного факультету
Таврійського державного агротехнологічного університету
імені Дмитра Моторного
(Протокол № 2 від 15 жовтня 2024 р.)*

Рецензенти:

Войтюк В. Д., доктор технічних наук, професор, професор кафедри технічного сервісу та інженерного менеджменту імені М. П. Момотенка Національного університету біоресурсів і природокористування України

Дідур В. В., доктор технічних наук, професор, професор кафедри агроінженерії Уманського національного університету садівництва

Кувачов В. П., доктор технічних наук, професор, декан механіко-технологічного факультету, професор кафедри експлуатації і технічного сервісу машин Таврійського державного агротехнологічного факультету імені Дмитра Моторного

Журавель Д. П., Бондар А. М. Підвищення керованості колісних тракторів шляхом використання адаптивного рульового керування : монографія. Запоріжжя: ТДАТУ, 2024. 154 с., іл.

В монографії наведено науково-обґрунтовані рекомендації щодо розв'язання проблеми підвищення продуктивності машинно-тракторного агрегату під час виконання сільськогосподарських операцій з метою доцільності використання перемінного передаточного відношення рульового механізму в залежності від швидкості його руху.

Наведено теоретичне узагальнення і нове рішення наукової задачі підвищення ефективності роботи колісних тракторів при виконанні сільськогосподарських операцій шляхом використання адаптивного рульового керування.

Представлені матеріали призначені для магістрів, аспірантів, інженерно-технічних працівників і науковців, які займаються проектуванням, випробуванням і експлуатацією сільськогосподарської техніки.

УДК 629.3.027.2

© Д. П. Журавель, А.М. Бондар
© ТДАТУ, 2024

ВСТУП

Енергонасичені колісні трактори в даний час широко використовуються в усіх кліматичних зонах приблизно на п'ятдесяти транспортно-технологічних та сільськогосподарських операціях. Однак в умовах експлуатації усі можливості цих колісних тракторів використовуються не завжди раціонально.

Одним з головних напрямків підвищення продуктивності тракторів у сільському господарстві є максимальне використання їх тягово-потужністних характеристик. Це можливо лише при збільшенні робочих швидкостей енергетичного засобу. Однак робота на підвищених швидкісних режимах призводить до погіршення стабільності технологічних процесів у зв'язку із збільшенням чутливості рульового керування, тому що із збільшенням швидкості МТА (машинно-тракторного агрегату) необхідно збільшувати і передаточне відношення рульового механізму, а зі зменшенням швидкості, відповідно, зменшувати.

На сьогоднішній день відсутня така сільськогосподарська техніка, рульове керування якої повністю відповідало б цим вимогам. Тому актуальними є наукові дослідження, які направлені на створення рульових керувань сільськогосподарських МТА, що працюють на підвищених швидкісних режимах та забезпечують адаптивність передаточного відношення рульового механізму в залежності від швидкості його руху.

1. АНАЛІЗ СТАНУ ПЕРСПЕКТИВНИХ НАПРЯМКІВ РОЗВИТКУ РУЛЬОВИХ КЕРУВАНЬ КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ

1.1 Аналіз основних показників маневреності колісних тракторів

Маневреність трактора є важливою експлуатаційною властивістю колісної машини, яка визначає ефективність їх використання та безпеку руху.

Дослідженню маневреності колісних машин та машинно-тракторних агрегатів (на базі колісних тракторів) присвячена велика кількість робіт. Аналіз результатів цих робіт дозволив скласти структуру маневреності як складної експлуатаційної властивості, що включає в себе більш прості (основні) властивості(рис.1.1)[1].

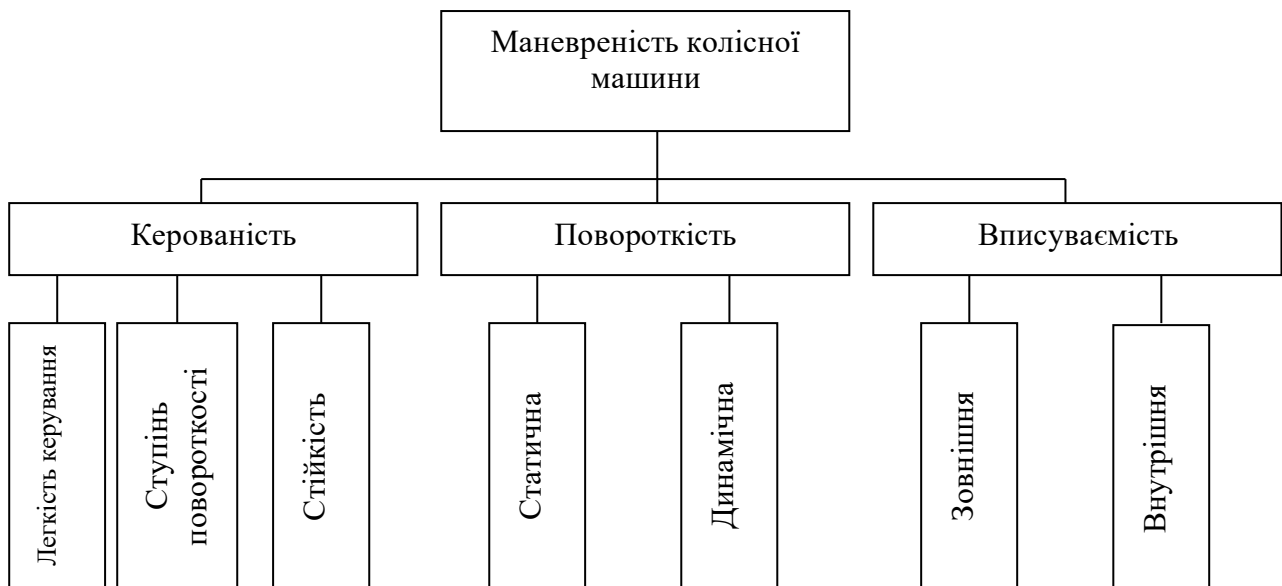


Рис. 1.1. Структура властивостей маневреності колісної машини та машинно-тракторних агрегатів (на базі колісних тракторів)

Аналізуючи наведену схему можна стверджувати, що маневреність машинно-тракторного агрегату (МТА) є важливим експлуатаційним фактором, який впливає на агротехнічні, експлуатаційні та техніко-економічні показники його

роботи. Але в той же час це дуже широке поняття, тому що включає в себе такі питання як власне керованість, поворотність, вписуємість машини [1-6].

Поняття керованості колісної машини є неоднозначне, та трактується різними авторами по-різному. Таким чином дослідники, які займаються розробкою різноманітних засобів автоматичного водіння [7-17] вважають, що керованість – це здатність агрегату, який працює під навантаженням, точно відслідковувати задану траєкторію. Інші розглядають керованість як здатність машини витримувати задану водієм через рульовий механізм траєкторію, включаючи прямолінійний рух та режим повороту із заданим радіусом, у тому числі, під впливом зовнішніх сил [1,2]. Деякі під керованістю розуміють здатність агрегату відслідковувати положення керованих коліс, тобто властивість, яка не залежить від водія, а належить агрегату як динамічній системі, яка взаємодіє із зовнішнім середовищем [16].

Не дивлячись на те, що поняття керованості дещо різняться між дослідниками, всі вони розглядають її як властивість системи «людина-агрегат-грунт». Тому і розглядати це поняття необхідно в комплексі, беручи до уваги всі складові цієї системи. З огляду на те, що у ній нестабільним є такий елемент як «людина», то і сам процес керування є поняттям досить суб'єктивним. Таким чином, якщо водій має високу кваліфікацію, то він може краще забезпечити рух транспортного засобу з незначним відхиленням від заданої траєкторії руху. Але, якщо умови роботи досить складні (погана видимість, багато бур'янів, складний рельєф поля, втомленість та ін.), то водій може припускатись різноманітних помилок, і якщо потік інформації стає надвеликим та продовжується тривалий час, то може статися зрив у роботі людини, з'явитися брак у вигляді скривлення базових ліній, підрізання культурних рослин тощо [3, 5].

Рульове керування призначене для підтримання та змінення напрямку руху колісного трактора у відповідності до дій оператора. Воно являє собою частину комплексу механізмів і агрегатів системи керування МТА [1-3].

Існують такі способи повороту колісних машин:

а) зміна напрямку руху за рахунок бічної реакції направляючих коліс (передніх або задніх);

б) створення моменту дотичної сили, що повертає, тяги коліс однієї сторони і негативної дотичної сили при гальмуванні коліс другої сторони (здійснюється на дорожніх машинах і багатопровідних автомобілях);

в) комбінований спосіб (на просапних тракторах застосовується як сполучення направляючих коліс із диференціальними гальмами);

г) зміна напрямку кочення всіх коліс (на тракторах з усіма керованими колесами і на тракторах із шарнірною рамою); при цьому для повороту використовується потужність рульового механізму і двигуна, а бічні реакції коліс протистоять лише відцентровій силі.

В першому випадку, на колеса, які повертаються діють бічні реакції ґрунту, які і примушують змінювати напрям руху остова трактора.

В другому випадку – на ведучих колесах протилежних боків трактора примусово створюються різні кутові швидкості їх обертання, що викликає появу на його остові момента, який повертає.

Основним недоліком другого способу є обов'язкове бічне ковзання протектора шини відносно опорної поверхні. Це викликає додатковий знос шин, велике бічне нагортання на них ґрунту і поява заносу остова трактора при повороті на підвищених швидкостях руху МТА. Тому даний спосіб повороту не використовується на сільськогосподарських тракторах. Його використовують інколи на тихохідних, потужних тракторах спеціального призначення з короткою базою, або на малогабаритних колісних тракторах, частіше за все, комунального призначення.

1.2 Вплив конструктивних параметрів рульових керувань колісних тракторів на їх керованість

Підвищення універсальності, продуктивності й зайнятості, а також поліпшення агротехнічних, ергономічних та енергетичних показників сільськогосподарських енергетичних засобів потребують функціонального розширення їх систем керування поворотом, основними з яких є [18-20]:

- точність копіювання заданої траєкторії;
- легкість керування поворотом важкого комбінованого агрегату (задня, фронтальна, міжбазова, бічна навіски з передніми, задніми і боковими валом відбору потужності);
- виконання підвищених вимог щодо стійкості руху і керованості енергетичних засобів та агрегатованих з ним робочих сільськогосподарських машин (знарядь);
- забезпечення нормованих агротехнічних, ергономічних та енергетичних показників;
- забезпечення стійкого прямолінійного руху;
- одержання чистого кочення керованих коліс при повороті без ковзання;
- стабілізація керованих коліс;
- зменшення зношування шин;
- відчуття дороги і характеру місцевості (рельєфу) водієм.

Сільськогосподарські енергетичні засоби працюють у різних навантажувальних і швидкісних режимах з підвищеною небезпекою руху та обов'язковим дотриманням норм агротехнічних, ергономічних й енергетичних показників (вузький коридор, міжряддя, скупчення людей і тварин, погані дороги та бездоріжжя), тому до основних параметрів їх систем керування поворотом ставляться жорсткі вимоги, а саме:

- забезпечення оптимальних зусиль на рульовому колесі або важелях; запобігання при русі сільськогосподарського енергетичного засобу передавання (через силовий зв'язок) поштовхів і ударів від нерівностей на рульове колесо або штурвал;
- забезпечення ефективності дії стабілізації керованих коліс;
- висока керованість і стійкість руху сільськогосподарського енергетичного засобу;
- кочення керованих коліс із мінімальним боковим і поздовжнім ковзанням при повороті;
- технічний стан системи керування поворотом повинен забезпечувати легкість і надійність повороту керованих коліс на усіх швидкостях руху сільськогосподарського енергетичного засобу в будь-яких дорожніх умовах;

– люфт рульового колеса повинний бути мінімальним.

Підвищення енергозабезпеченості та енергонасиченості сільськогосподарських енергетичних засобів шляхом форсування їх двигунів за середнім ефективним тиском і частотою обертання з метою підвищення продуктивності й розширення універсальності за рахунок зростання швидкостей, вантажопідйомності, а також поєднання операцій визначають необхідність щодо удосконалення конструкції систем керування поворотом.

За принципом дії рульові керування можливо класифікувати на: механічні, механічні з підсилювачем та гідروб'ємні.

В механічних рульових керуваннях, які використовуються в даний час на легких колісних тракторах класу 0,6 та нижче, рульовий привод кінематично пов'язаний з рульовим механізмом і поворот керуючих коліс відбувається лише фізичною силою оператора МТА, прикладеною ним до рульового колеса [3,4].

Ряд авторів [18-20] рекомендують оцінювати рульовий механізм, як найбільш складний і такий, що істотно впливає на керування: передатним числом, оборотністю, к.к.д., віддачею обернених ударів на рульове колесо, конструктивними особливостями передачі.

Для рульового керування розрізняють два передаточних числа: кутове (кінематичне) та силове.

Кутове передаточне число рульового механізму визначають як частку від ділення кутової швидкості рульового вала на кутову швидкість вала сошки

$$i_y = \frac{\frac{d\varphi}{dt}}{\frac{d\beta}{dt}} = \frac{d\varphi}{d\beta}. \quad (1.1)$$

Кутове передаточне число являє собою кутовий коефіцієнт функції $\beta = f(\varphi)$.

де β - кут повороту сошки;

φ - кут повороту рульового колеса.

$$i_y = \frac{d\varphi}{d\beta} = \operatorname{ctg}\alpha = \frac{\Delta\varphi}{\Delta\beta} = \frac{\varphi_B - \varphi_A}{\beta_B - \beta_A}. \quad (1.2)$$

При цьому необхідно зазначити, що при повороті керованих коліс передаточне число рульового приводу завжди є величиною перемінною, тому що змінюється положення важелів механізму повороту. Передаточне число рульового механізму також може бути величиною перемінною, але в більшості випадків воно постійне.

Якщо на рульовому валу і на валу сошки закріпити лімби з ноніусами, то можна заміряти кути з високою точністю і викреслити характеристики рульового механізму.

Максимальний кут повороту керуючих коліс зазвичай не перевищує $40\dots55^\circ$. Максимальний поворот рульового колеса у кожен сторону в існуючих конструкціях тракторів складає $1,5\dots3,0$ обертів.

Практикою встановлено, що воно знаходиться в наступних межах [20]:

- для автомобілів незалежно від наявності гідروпідсилювача $20,0\dots23,5$;
- для легкових автомобілів $17,0\dots18,2$;
- для тракторів $12,0\dots19,0$.

Варто сказати, що рульові керування з постійним передаточним числом не завжди задовольняють умовам маневреності, тому що умови руху по прямій і при повороті з різноманітним радіусом кривизни істотно відрізняються. Тому, становлять інтерес роботи, пов'язані з розробкою рульових керувань із перемінним передаточним числом.

Критеріями для оцінки оборотності рульового механізму служать: кутова швидкість оборотності, кут повернення рульового колеса, час повернення рульового колеса у нейтральне положення, ступінь возврату рульового колеса [13,14, 17].

Всі ці показники пов'язані зі відношенням стабілізуючого моменту і моменту опору коліс повороту. Момент інерції рульового колеса впливає на швидкість повернення системи до прямолінійного руху. Роль моменту інерції легко виявити,

якщо розглянути ідеалізований рух механізму, зневажаючи тертям під дією стабілізуючого моменту, інтегруючи, одержимо:

кутова швидкість оборотності

$$\omega = \sqrt{\frac{2\varphi M}{iJ}}, \quad (1.3)$$

кут повернення рульового колеса

$$\varphi = \frac{M}{iJ} \cdot \frac{t_2}{2}, \quad (1.4)$$

час повернення рульового колеса у нейтральне положення

$$t = \sqrt{\frac{2\varphi iJ}{M}}, \quad (1.5)$$

ступінь повернення рульового колеса

$$\lambda = \frac{\varphi_x}{\varphi} \quad (1.6)$$

де J – момент інерції мас, що обертаються;

i – передаточне число рульового механізму;

φ_x – кут повороту рульового колеса з якого починається його повернення у нейтральне положення;

φ – кут, на який рульове колесо обертається під час повернення у нейтральне положення.

Таким чином, із збільшенням моменту інерції, кутова швидкість повернення знижується, а час росте.

Повернення системи відбувається під дією різниці між стабілізуючим моментом, який стабілізує керуючі колеса, і моментом опору повороту коліс, який залежить від дорожніх умов і є перемінною величиною. Аналітичне вивчення руху важко вивчати і зазвичай його замінюють експериментальним. На полі момент направляючих коліс, який стабілізує, менший за момент опору, і повернення може мати місце тільки при коченні по твердих дорогах.

Для вирішення цих проблем багатьма дослідниками [3, 6-8, 18, 13-17, 20, 24, 25] розроблялися рульові механізми, які допомагають оператору більш ефективно

виконувати роботу з меншим навантаженням. Була розроблена велика кількість механічних та гідромеханічних рульових керувань, але всі вони мають жорсткий зв'язок між кермом та керованими колесами. Це в свою чергу породжує суттєве технічне протиріччя між маневреністю колісної машини та її керованістю - на підвищених швидкостях необхідна понижена чутливість рульового керування, а при маневруванні навпаки підвищена. Але, як ми вже зазначали, існуючі схеми забезпечують жорстку характеристику чутливості.

Скомплектований МТА повинен забезпечити стійкість здійснюваних ним технологічних процесів або, принаймні, для важких умов - задані значення коефіцієнтів якості. Виконання цих вимог можливе, якщо властивості агрегату, його налаштування забезпечують йому стійкість руху як динамічної системи по головних видах руху (рис. 1.2), які впливають найбільшою мірою на якість процесів.

Основними вимогами до поступальної швидкості руху МТА з погляду забезпечення стійкості технологічних процесів є:

- а) точність встановлення МТА на оптимальний швидкісний режим;
- б) зниження некерованих коливань поступальної швидкості;
- в) введення елементів автоматики, які забезпечують кероване змінення швидкості залежно від ходу протікання технологічного процесу.

Стійкість руху по заданій траєкторії в горизонтальній площині визначається спільною дією властивостей трактора як провідної ланки, властивостями складових машин в агрегаті і психофізичних особливостей водія.

Вимоги до МТА щодо стійкості у вертикальній площині пов'язані з особливостями виконуваних технологічних процесів. Оцінку стійкості ходу машин у цій площині можна дати лише шляхом виміру переміщень тих точок, які визначають якість даного процесу з наступним порівнянням необхідного руху. Для ряду операцій (наприклад, посіву й посадки культур, збирання коренеплодів та ін.) необхідно, щоб робочі органи точно копіювали мікронерівності рельєфу, а для інших (боронування, культивування, оранка й ін.) мікронерівності необхідно вирівнювати (згладжувати).

У різних виробничих умовах і для різних агрегатів необхідний диференційований підхід при оцінці ступеня впливу стійкості того чи іншого виду руху МТА на стійкість технологічного процесу. Для одного технологічного процесу його стійкість буде визначатися стійкістю руху у вертикальній площині, коли коливаннями траєкторії в горизонтальній площині можна зневажити; в іншому випадку визначальною буде стійкість руху в горизонтальній площині.

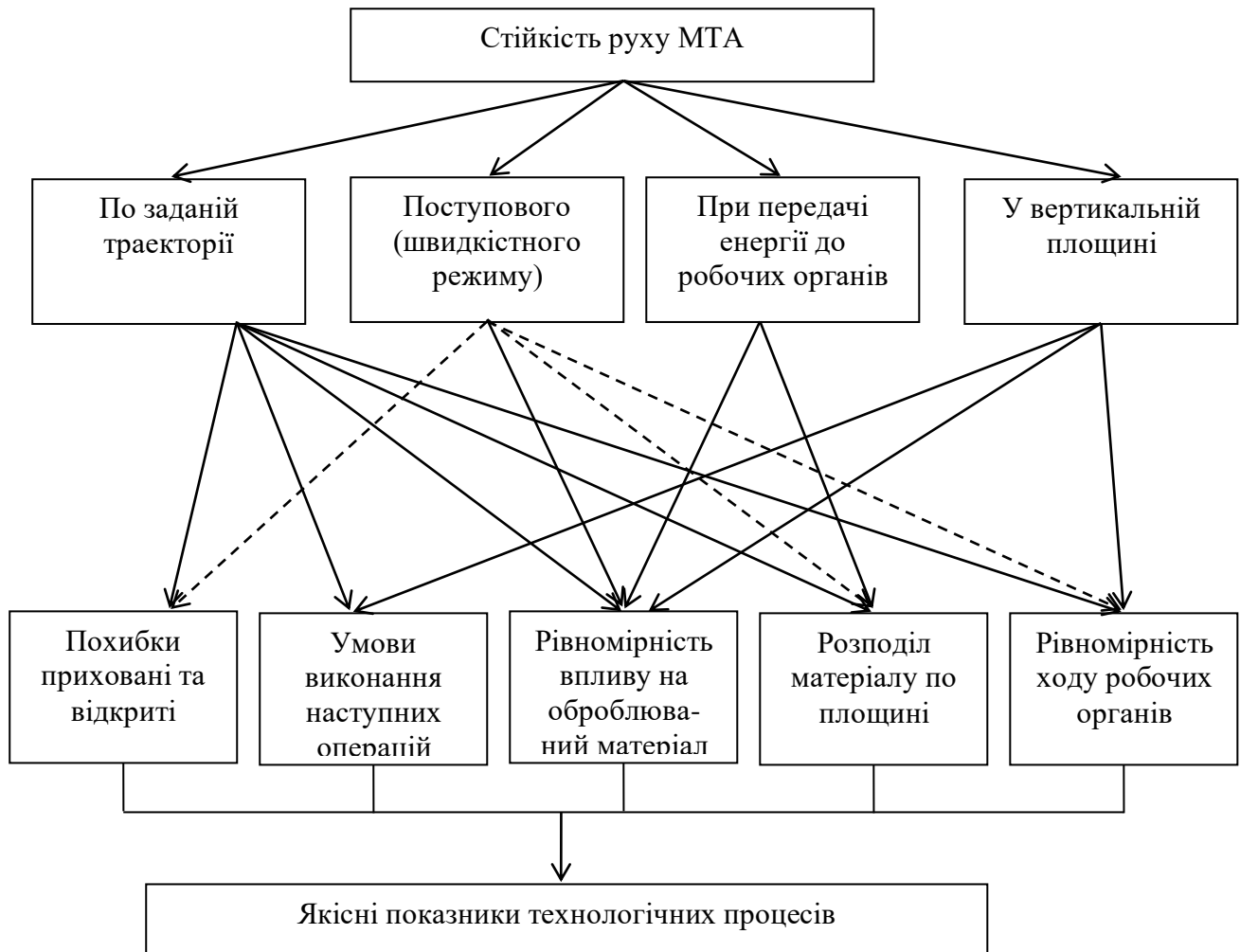


Рис. 1.2. Вплив стійкості руху МТА на якість технологічних процесів

Тому підготовка агрегату до виконання конкретної операції повинна забезпечити стійкість руху по основних, визначаючих видах руху. Умовою збереження стійкості технологічного процесу є забезпечення обмежень по мінливості зовнішніх умов і внутрішніх властивостей системи, прийнятих при розрахунку.

Керованість, як властивість трактора, істотно впливає на агротехнічні й експлуатаційно-технологічні показники складених на його базі агрегатів.

Чим вища керованість трактора, тим менша непрямолінійність рядків культури, яку висівають, це призводить до збільшення площі живлення рослин, зменшенню захисної зони при наступних обробках, зниженню числа впливів водієм на органи керування трактора тощо. Однак непрямолінійність рядків ("розсів") напряму пов'язана з конструкцією сільськогосподарської машини, складом МТА, іншими зовнішніми факторами.

Ще більше значення має керованість трактора при міжрядній обробці сільськогосподарських культур. Ефективність міжрядної обробки, як відомо, визначається не тільки впливом її на засміченість посівів, але й ступенем ушкодження коріння рослин робочими органами.

Роль корневих систем у життєдіяльності рослин загальновідома. Однак питання збереження їх у процесі міжрядного обробітку дотепер залишається недостатньо вивченим.

У результаті багаторічних спостережень [43] було встановлено, що, наприклад, коріння кукурудзи розвивається з поступовим поглибленням у міру віддалення від рядів рослин. Глибина залягання змінюється не тільки по роках, але й у межах кожного року. Зокрема встановлено, що у фазі 3-4 листів, коли звичайно проводиться перша обробка міжрядь, 35% коріння в 10 см від ряду розміщуються на глибині 6-7 см, а 60% - на глибині 8-10 см. У 20 см від ряду до 10% коріння мають глибину залягання 6-7 см, а 45% - 8-10 см. У середньому загальна глибина залягання коріння становить 9,6-10,7 см. Отже, якщо міжряддя у фазі 3-4 листів рихлити на глибину 8-10 см, а тим більше 12 - 14 см, що іноді допускається у виробництві, то при звичайних методах обробки робочі органи культиватора можуть пошкодити значну частину коріння. Необхідно відзначити, що в розглянуту фазу не все коріння досягає середини міжряддя, а в середньому тільки 30%.

Коріння кукурудзи в напрямку від рослин до середини міжряддя розташовуються під кутом 15-40 до поверхні поля (більшість перших вузлових коренів - під кутом 25-30), тому глибину обробки рекомендується встановлювати

не більше половини ширини захисної зони. Легко підрахувати, що, наприклад, при глибині обробки 10 і 15 см захисна зона повинна становити 20 і 30 см. При ширині міжряддя 70 см без ушкодження кореневої системи можна обробити тільки невелику смугу ґрунту шириною 30 і 10 см відповідно [43].

Таблиця 1.1

Залежність глибини розташування коріння кукурудзи від фази росту

Фаза росту рослин	Відстань від рядка, см.			
	10	20	30	35
3-4 листа	6,7-8,1	9,6-10,7	10,7-12,8	11,3-14,0
4-8 листа	5,8-7,5	8,4-10,0	11,9-14,8	12,4-16,0
8-14 листа	5,0-6,7	7,4-8,6	9,7-12,4	10,2-12,3

Збільшення захисної зони до величини, що дозволяє провести обробку міжрядь без ушкодження коріння культурної рослини недоцільно, тому що при цьому більшість бур'янів залишаться не підрізаними, а значна площа поля буде необробленою. Тому припустима величина непрямої лінійності рядків рослин, отримана при посіві, припустимі величини захисної зони встановлюються за багаторічними даними, є компромісом між бажаним і дійсним і нормуються в технічних умовах на конкретні види сільськогосподарських машин [34-36, 43].

Основними технічними параметрами, що визначають продуктивність і витрату палива МТА, служить швидкість його руху й ширина захвату. Однак швидкість руху при посіві, міжрядній обробці й інших видах робіт часто обмежується необхідністю дотримання агротехнічних вимог і психофізичним навантаженням на водія [21-23, 26, 27]. Так, у загальному вигляді [28] знаходиться продуктивність МТА:

$$W = 0.1BV\beta\epsilon\tau\dot{\theta}_{\epsilon_i}, \quad (1.7)$$

де B - ширина захвату;

V - теоретична швидкість руху агрегату;

β - коефіцієнт використання ширини захвату;

ε - коефіцієнт використання швидкості;

τ - коефіцієнт використання часу зміни;

$T_{зм}$ - тривалість зміни

При збільшенні швидкості руху МТА, (якщо не враховувати якість проведення роботи, пов'язане з конструкцією робочих органів) зменшується коефіцієнт τ , що входить у формулу (1.7).

Залежність коефіцієнта τ від швидкості руху МТА на міжрядній і суцільній культивуванні, показана на мал. 1.3.

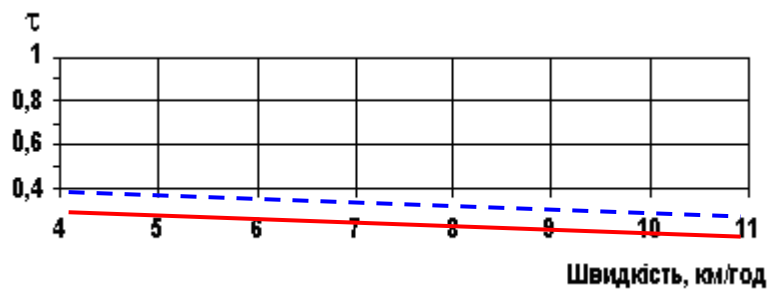


Рис. 1.3. Залежність τ від швидкості руху МТА

- - - суцільна культивування;
- міжрядний обробіток ґрунту.

З наведеного графіка можна побачити, що при збільшенні робочої швидкості коефіцієнт τ знижується. Таким чином, продуктивність МТА залежить від двох антагоністичних властивостей - при збільшенні швидкості збільшується продуктивність, але погіршуються агротехнічні показники.

1.3 Аналіз конструкцій рульових механізмів колісних тракторів

Тип рульового механізму залежить від загального принципу дії рульового керування. Тому їх також можна класифікувати як: механічні, механічні з підсилювачем та гідрооб'ємні. Не залежно від типу рульового механізму він повинен забезпечувати наступне:

- стійкій прямолінійний рух, під час якого вільний кут рульового колеса (люфт), не повинен перевищувати $10...15^{\circ}$;
- необхідну обратимість, яка дозволяє керуючим колесам повертатися у положення прямолінійного руху при вивільненні рульового колеса (під дією моментів, що стабілізують);
- зусилля на рульовому колесі повинно бути не менше 60Н і не більше 120Н під час руху трактора на повороті і не повинно перевищувати 400Н при повороті його на місці при відказі підсилювача;
- відсутність коливань та ударів на рульовому колесі під час руху керованих коліс по нерівностям.

Рульовий механізм механічного типу перетворює обертання рульового колеса в кутовий рух рульової сошки, яка шарнірно поєднана з продольною тягою рульової трапеції, або безпосередньо з її поворотним важілем [3].

Таким чином, оператор МТА, безпосередньо власною силою забезпечує керування рухом трактора.

Рульовий механізм, як правило, представляє собою понижуючий редуктор з достатньо великим передаточним числом. За типом виконання вони бувають: шестеренні, черв'ячні, гвинтові та комбіновані [3, 4, 6, 28-30].

Шестеренні рульові механізми мають великі габаритні розміри редуктора при відносно малому передаточному відношенні, тому їх застосування досить обмежене.

Переважає застосування мають черв'ячні рульові механізми різноманітної компоновки. Зустрічаються рульові механізми в яких черв'як має зчеплення з боковим черв'ячним сектором, що забезпечує більшу площу їх контакту. Однак ці механізми потребують двох регулювань: осьового зазору (за допомогою осьового переміщення черв'яка) і зачеплення черв'ячної пари (переміщенням валу рульової сошки для змінення проміжку між центрами осей черв'яка та ролика).

Гвинтові рульові механізми, потребують великих кутів повороту рульового колеса під час повороту керуючих коліс на незначний кут і не мають можливості регулювання зазорів в спряженій парі гвинт-гайка при їх зносі, практичне застосування в даний час майже не мають [3,28].

1.3.1 Аналіз конструкцій рульових керувань колісних тракторів з гідро підсилювачем

Рульові керування колісних тракторів, самохідних комбайнів і інших самохідних сільськогосподарських агрегатів і рульові керування автомобілів уніфіковані або достатньо близькі між собою за конструкцією. Конструкція і тенденції її розвитку, конструктивні й експлуатаційні показники рульових приводів наведені в [18,20].

Іntenсивно ведуться пошукові конструкторські роботи стосовно вдосконалення вихідних характеристик систем керування поворотом енергетичних засобів з одночасним зменшенням їх маси і габаритних розмірів, поліпшення агротехнічних, ергономічних й енергетичних показників та підвищення довговічності.

Багато прогресивних рішень реалізовано в конструкціях систем керування поворотом. Наприклад, одноконтурна система з об'єднаними в одному агрегаті рульовим механізмом, розподільником і гідроциліндром замінюється двоконтурною, в якій рульовий механізм із розподільником поєднані в одному агрегаті, а силовий циліндр встановлений окремо у гідравлічному приводі механізму повороту. Для формування керуючих дій на механізм повороту в конструкції цієї системи використано підсумовуючий елемент з оригінальною функціональною схемою.

Рульові керування класифікуються за двома ознаками: за розташуванням і за принципом дії. За першою ознакою розрізняють праве і ліве розташування керування. За другою - виділяють механічне рульове керування, рульове керування з гідропідсилювачем та гідравлічне керування.

Рульовий привод звичайно складається з рульової сошки, повздовжньої штанги, поворотного важеля і шарнірного чотирьохзв'язника. Відносно передньої осі рульова трапеція може розташовуватися попереду або позаду, бути суцільною або розчленованою. Цей дуже відповідальний механізм, що з'єднує обидва керовані колеса, крім забезпечення великої точності повороту коліс повинен мати повну

надійність і безвідмовність дії у важких умовах ударів і незахищеності від пилу та бруду. Тому найбільше поширення на тракторах і вантажних автомобілях одержали шарнірні чотириохв'язки. Можливість перекосів перетворює механізми в просторові, що потребує виготовлення шарнірів із кульовими пальцями. Причинами нестійкості прямолінійного руху трактора або автомобіля можуть бути наявність зазорів у передаточній парі, а також податливість деталей рульового механізму і рульового приводу.

Основними оціночними показниками рульових керувань у цілому служать легкість керування, стабілізація керованих коліс, стабільність прямолінійного руху [1,2].

Легкість керування характеризується зусиллям на рульовому колесі і кутом його повороту. Для порівняння рульових механізмів може бути використана в якості показника робота водія при дії рульовим колесом. При різних значеннях зусиль і кутів повороту стомлюваність водія буде різноманітною, тому використання в якості показника тільки його роботи недостатньо.

Відомий ряд технічних рішень, пов'язаних з нелінійною характеристикою рульового механізму. Ряд авторів, пов'язаних із дослідженнями рульових керувань МТА, приходили до висновку про необхідність застосування рульових керувань із перемінним передаточним числом.

У роботі [17] сказано, що «недостатня» чутливість рульового керування при низькій швидкості і «надлишкова», при високій швидкості руху МТА призводить до відхилення від заданої траєкторії прямування, зниження маневреності і зайвої втомлюваності водія.

Тут же наводиться взаємозв'язок між передаточним відношенням рульового керування машини і швидкісним режимом експлуатації.

По-перше, запропонована оптимізація передаточного числа не має того явища, що водій повинен інтенсивно обертати рульове колесо при маневруванні, а прямування на підвищених швидкостях потребує від нього підвищеної уваги.

По-друге, пропозиції і висновки в роботі в більшій мірі стосуються рульових керувань автомобілів. Відомо, що при виконанні польових робіт необхідно витримувати прямолінійність прямування і виконувати швидкі повороти.

За даними наведеними у [27] на холостий поворот наприкінці гону припадає 5-10% часу прямування при великій довжині гонів. У міру зменшення довжини гону або збільшення робочих швидкостей витрати часу на холості повороти збільшуються і досягають 25% і вище. Тут же сказано, що при збільшенні робочих швидкостей траєкторії повороту змінюється убік збільшення пройденого шляху.

При цьому прийняте припущення, що «... час перехідного прямування, що залежить від швидкості маніпуляції водія рульовим колесом, залишається постійним ...», тобто це твердження справедливе в тому випадку, якщо передаточне число рульового механізму залишається постійним. Отже, на поворотах маневреність машини, машинно-тракторного агрегату можна поліпшити за рахунок зменшення передаточного числа рульового механізму саме для цих умов. Цим самим досягається дві цілі: перша - збільшення продуктивності МТА, друга - поліпшуються умови праці оператора.

У дослідженнях [8-15] пропонується застосовувати рульові керування з нелінійною кінематичною характеристикою.

Виходячи з того, що прямування на підвищених швидкостях характерне прямолінійному режиму прямування машини, рекомендується застосування виконавчого механізму рульового приводу, що забезпечує максимальне значення передаточного відношення при нейтральному положенні коліс і мінімальне значення на крутих поворотах. Так, за дослідженнями [8, 15], рекомендується застосування рульових керувань із нелінійною кінематичною характеристикою для сільськогосподарської техніки, яка працює в умовах частих корегуючих впливів.

Аналогічні дослідження, проведені в лабораторіях фірми General Motors, показали високу ергономічність рульових керувань даного типу.

У роботі [31-33] автор указує на значне поліпшення керованості і ергономічності сільськогосподарських колісних тракторів тягового класу 0,6...1,4

при використанні рульових керувань із плавнолінійною і східчасто нелінійною кінематичною характеристикою.

При цьому передаточне відношення рульового керування в нейтральному положенні повинно бути найбільшим і знаходитися в межах 3...8.

Як указує [31] у своїх дослідженнях, застосування рульових керувань із нелінійною кінематичною характеристикою не вирішує всіх проблем через такі обставини:

- введення істотної нелінійності в систему керування позначиться на ергономічності керування; розмір і характер нелінійності, в основному, визначається режимом експлуатації машини, що не сприяє уніфікації рульових керувань;

- ускладнюється пошук нейтрального положення рульового колеса при переході до прямолінійного прямування машини.

Таким чином, рульові керування з перемінним передаточним числом є кращими в сучасних конструкціях сільськогосподарських МТА.

Механічне рульове керування з підсилювачем використовують на колісних тракторах, починаючи з тягового класу 0.9 та більше, з метою полегшення керування. Так, при його відсутності для повороту трактора на м'якому ґрунті або його виїзду з борозни до рульового колеса необхідно інколи докладати зусилля до 400...500 Н, що значно перевищує норму. Без підсилювача ускладнений поворот з малим радіусом, тому що необхідно збільшення швидкості обертання рульового колеса при обмеженому часі руху МТА (до 2,5с.). Це необхідно для зменшення ширини поворотної полоси МТА при проведенні різноманітних сільськогосподарських робіт [34-36].

Гідропідсилювачі руля - типові стежачі системи із зворотнім зв'язком. Вхідним розміром служить момент, прикладений на рульовому колесі, а вихідним - момент, котрий повертає колеса трактора.

Гідравлічні підсилювачі із золотниковим розподільником знайшли широке застосування у вітчизняному тракторобудуванні. В них в якості робочої рідини зазвичай використовують мінеральне масло.

Позитивними якостями гідравлічних підсилювачів є:

- малий час спрацювання;
- малі габаритні розміри;
- поглинання ударів при наїзді керованих коліс на перешкоди, запобігаючи їх передачу на рульове колесо.

До недоліків можна віднести:

- деяке погіршення стабілізації керованих коліс із-за протитиску масла, дії на них стабілізуючих моментів;
- необхідність використання високоякісних ущільнювачів в гідросистемі підсилювача, виключаючи можливість підтікання масла, яке може призвести до відказу в роботі.

Живлення гідропідсилювача виконується від окремого гідронасоса з автономною гідросистемою або від насоса гідравлічної системи трактора крізь розподільчий клапан гідропотоку.

Виконавчими механізмами гідропідсилювача зазвичай є гідроциліндри з високими робочими тисками 6...10 МПа та більше, які роблять їх достатньо компактними [70-75].

Сполучення звичайного рульового механізму з механізмом приводу для повороту направляючих коліс - це передача з виграшем у силі (звичайно з постійним передатним числом або з передатним числом, що змінюється по заданому постійному закону). При деяких значеннях повороту передаточне число може бути іншим, ніж при малих кутах повороту керма.

Гідравлічна система керування дозволяє задавати на вході будь-яку закономірність - $M(t)$ або $\omega(t)$ - та одержувати на виході збільшену копію цих функцій. Причому для виконання роботи на виході використовується енергія двигуна. Структурна схема гідропідсилювача рульового керування зображена на рис. 1.4.

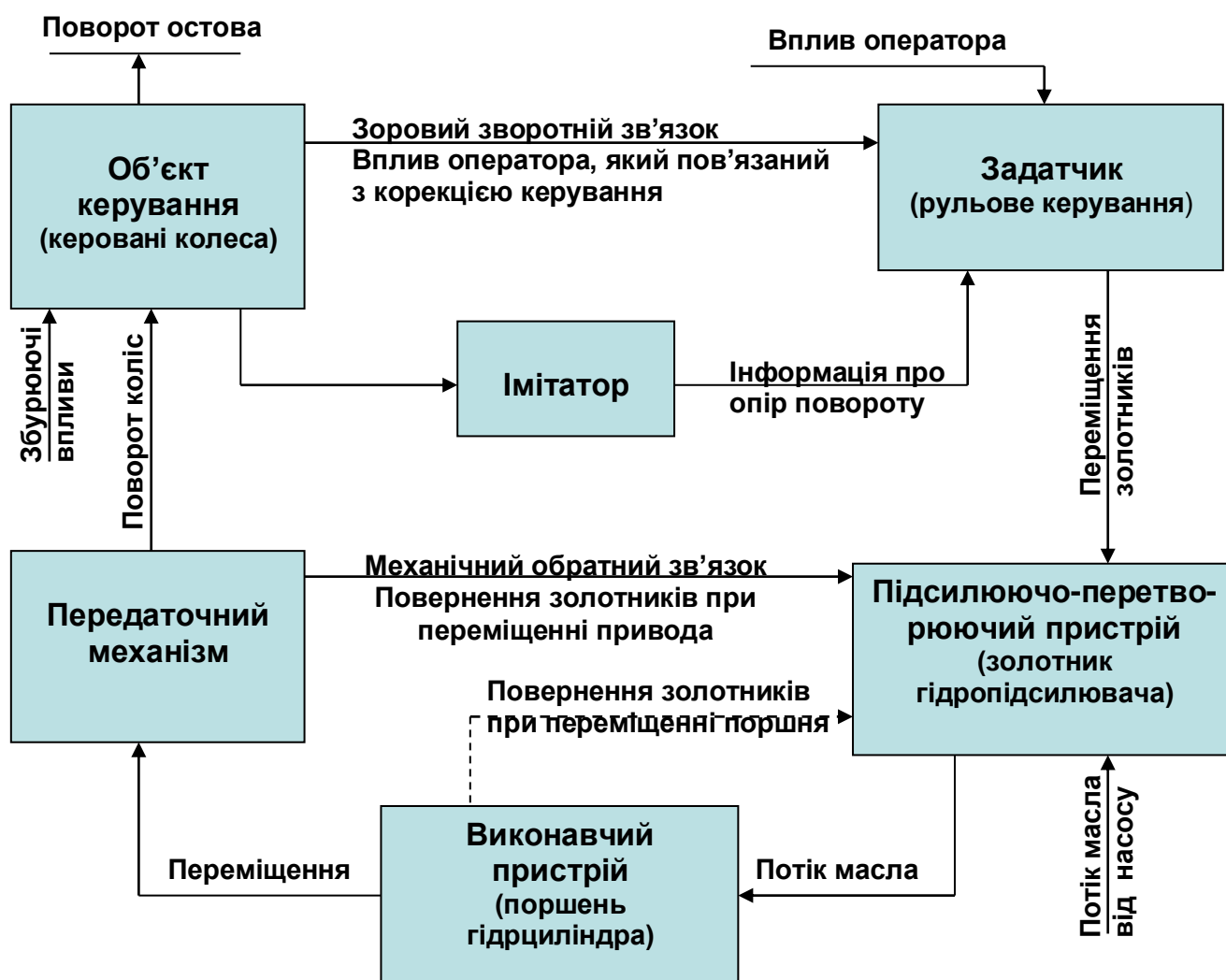


Рис. 1.4. Структурна схема гідропідсилювача рульового керування

Задатчик дозволяє ввести за бажанням водія будь-який закон повороту механізму. Золотник - це підсилювально-перетворюючий пристрій; задатчик (рульовий механізм) діє саме на золотник, викликаючи його зміщення. Золотник є підсилювальною ланкою тому, що, вимагаючи для свого переміщення незначного зусилля, спрямовує потік значної потужності у виконавчий пристрій. Виконавчим пристроєм за звичай служить поршень гідропідсилювача, що діє на орган керування (у нашому випадку – керуючі колеса). Від виконавчої ланки або від об'єкта керування встановлюється зворотній зв'язок на запровадження підсилювальної ланки. Він необхідний для того, щоб із показника, що виходить від задатчика,

відразу відраховувався показник вже досягнутий, тобто підсилювальна ланка працює не за розміром заданого показника X_0 , а за різницею.

$$X_1 = X_0 - X_3. \quad (1.8)$$

Типова схема гідروпідсилювача руля зображена на рис.1.5. Руль впливає на золотник; зворотній зв'язок здійснюється за рахунок кінематичного зв'язку повороту коліс із переміщенням корпусу золотника.

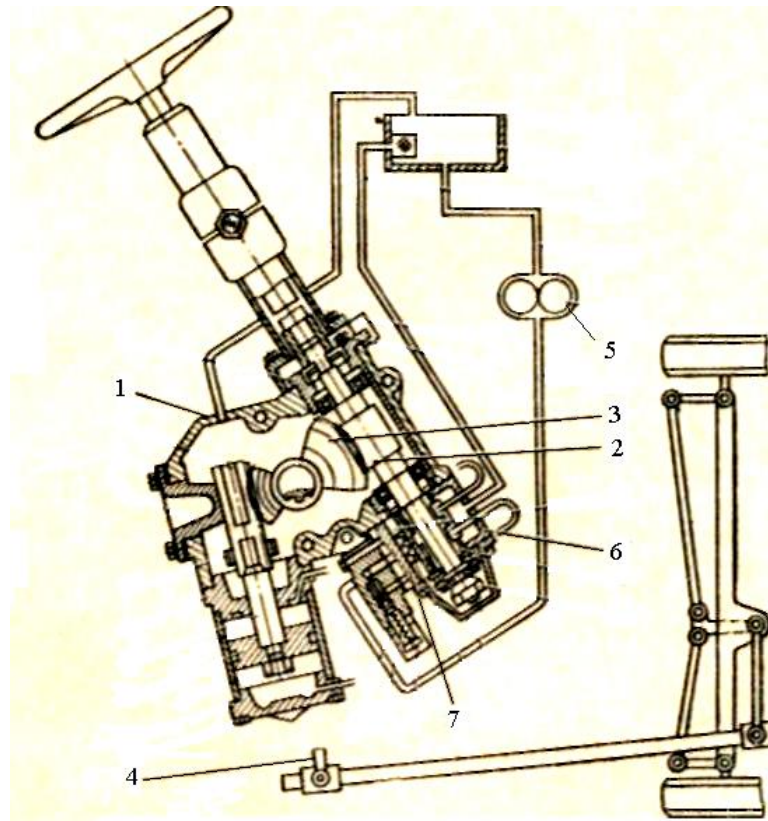


Рис. 1.5. Схема гідропідсилювача рульового керування

1- корпус механізму рульового керування; 2 – черв'як; 3 – сектор зубчастий; 4 – сошка; 5 – масляний насос гідронавісної системи; 6 – корпус розподільника; 7 – запобіжний клапан.

Рульове керування складається з кермового механізму, колонки з кермовим колесом, повздожньої тяги, важелів і кермової трапеції. Механізм рульового керування змонтований в окремому корпусі 1 (рис. 1.5), прикріпленому із правої сторони до корпусу муфти зчеплення, і складається з наступних основних деталей -

черв'яка 2 і сектора 3 з поворотним валом. Крутний момент передається від поворотного вала на сошку 4 і далі на тяги кермової трапеції. Деталі кермового механізму виконані з великою точністю, досить довговічні і вимагають регулювання тільки після великого пробігу.

Передаточне число рульового керування з гідропідсилювачем менше, ніж без гідропідсилювача, що обумовлює більше високу маневреність трактора. Гідропідсилювач встановлений з правої сторони трактора на перехідному кронштейні, прикріплений до корпусу муфти зчеплення і являє собою звичайний рульовий механізм з черв'ячною передачею, на який встановлено гідравлічний вузол: розподільник і силовий циліндр.

Масляний насос гідророзподільника встановлений з лівої сторони двигуна соосно з насосом гідронавісної системи трактора 5 й одержує обертання від розподільних шестерень двигуна. До корпусу 6 розподільника приєднаний запобіжний клапан 7, яку запобігає підвищенню тиску в гідросистемі підсилювача понад припустимий. Запобіжний клапан регулюють на тиск 8 МПа обертанням гвинта, що впирається в пружину, що після регулювання стопорять контргайкою. Для поліпшення фіксування та забезпечення герметичності на гвинт нагвинчують ковпачок.

Для зручності підходу водія до сидіння або при виході верхню частину кермової колонки можна відхилити вперед. Для цього необхідно важіль підтягти нагору до упору й подати кермову колонку вперед. При поверненні колонки у вихідне положення фіксатор замикається автоматично.

Для зміни положення кермового колеса по висоті необхідно відвернути на 3-5 обертів затискач, установити кермове колесо в зручне для водія положення й загвинтити затискач до фіксування кермового вала. Положення кермового вала по висоті регулюється в межах 120 мм.

Нижче наведена технічна характеристика гідропідсилювача рульового керування.

Тип гідропідсилювача.....роздільно-агрегатний;

Тип насоса.....шестерений НШ-10В;

Напрямок обертання насоса.....праве (якщо дивитися зі сторони привода);
 Подача насоса, л/хв. не менш 9;
 Циліндрдвосторонньої дії, діаметр поршня 90 мм;
 Розподільник однозолотниковий;
 Робочая рідинамасло: в зимку ДС-8, в літку ДС-114

У гідравлічній системі керування поворотом важких тракторів є насос, гідравлічний розподільник з черв'ячним редуктором, рульова колонка, гідроциліндри, регулятор витрат, прилад, що стежить, масляний бак, маслопровод і радіатор.

Центруючий пристрій розподільника за допомогою пружин і плунжерів утримує і повертає золотник у нейтральне положення. Черв'ячний редуктор складається з картера черв'яка і сектора та обертається на двох голчастих підшипниках. Стежачий пристрій з'єднує сошку черв'ячного редуктора з задньою піврамою трактора і забезпечує узгодження кутів повороту рульового колеса і піврам трактора. Коли золотник знаходиться в нейтральному положенні, усі порожнини розподільника сполучені між собою і зі зливом у бак. При повороті рульового колеса і черв'яка відбувається осьове зміщення золотника розподільника, тому що сектор черв'ячної пари в цей момент нерухомий через жорсткий зв'язок через стежачий пристрій із задньою піврамою. При осьовому зміщенні черв'яка пружини стежачого пристрою стискаються, і обертання рульового колеса потребує деякого зусилля.

1.3.2 Гідрооб'ємні рульові керування

Більш перспективними гідравлічними системами рульових керувань є гідрооб'ємні. Вони мають ряд переваг, основними з яких є можливість розташування агрегатів у будь-якому зручному місці шасі транспортного засобу роздільно, а також різко знизити зусилля на рульовому колесі за рахунок того, що воно включено тільки в контур керування золотником розподільника.

Розглянемо докладно гідрооб'ємне рульове керування, встановлене на сучасних колісних тракторах МТЗ, а також на комбайнах «Дон», «Нива», «Колос» і на більшості закордонних тракторів як найбільш характерне.

Гідрооб'ємне рульове керування складається з насоса-дозатора, сполученого з рульовим колесом, розподільника золотникового типу, шестеренного насоса, захисного клапана, гідроциліндра і системи трубопроводів. Гідробак загальний з основною гідросистемою.

Працює гідрооб'ємне рульове керування таким чином. Якщо водій не обертає рульове колесо, між насосом-дозатором і розподільником відсутній потік мастила. Мастило, що нагнітається силовим насосом у розподільник, вільно проходить через нього на злив. При обертанні рульового колеса насос-дозатор нагнітає мастило в нагнітальні канали розподільника, а потік в зливальні обмежується або припиняється.

Для звичайних умов експлуатації гідрооб'ємних рульових керувань зусилля на рульовому колесі складають 20-25 Нм і практично не залежать від опору повороту керованих коліс. При зміні оборотів рульового колеса золотник також змінює своє положення. Аналогічно змінює золотник своє положення і при зменшенні частоти обертання рульового колеса. Витрата мастила через щілини на злив зростає, тиск у лівій торцевій порожнині підвищується, і золотник переміщається вліво доти, поки не наступить його рівновага.

При транспортуванні тракторів та комбайнів із гідрооб'ємним рульовим керуванням при непрацюючому силовому насосі їхня керованість порушується. У цьому випадку насос-дозатор виконує роль насоса, який приводиться у дію водієм і нагнітає рідину в одну з порожнин гідроциліндра з одночасним витисненням рідини з іншої його порожнини в гідробак.

Трактори з несправним двигуном, але справним рульовим керуванням можна буксирувати.

Як бачимо, гідрооб'ємне рульове керування має ряд таких переваг:

1. У гідрооб'ємному керуванні менше вузлів, ніж у механічному, у ньому відсутня черв'ячна або інша понижуюча пара, повздовжні тяги зі складною конфігурацією, система важелів і шарнірні з'єднання. Вага його менше на 20 - 25 кг.

2. У гідрооб'ємному рульовому керуванні при повороті керованих коліс водій виконує тільки ту роботу, що необхідна для утримання золотника розподільника в його робочому положенні. Ця робота порівняно мала, і зусилля на рульовому колесі не перевищує єдиних норм безпеки. Справа в тому, що коефіцієнт корисної дії рульового механізму з черв'ячною або іншою парою порівняно низький, що ускладнює керування. Наприклад, для обертання рульового колеса з черв'ячною парою на комбайні СК-4 необхідно прикласти зусилля до 150 Нм. По нормах зусилля на рульовому колесі для керування машиною не повинно бути більше 30 Нм. Отже, додаткові зусилля на рульовому колесі в механічному рульовому керуванні від тертя у всіх шарнірах, рульових тягах, а також у розподільнику гідропідсилювача не повинна перевищувати 5-10 Нм, що вкрай важко забезпечити в тракторах та зернозбиральних комбайнах новітніх моделей, що мають велику вагу.

3. В гідрооб'ємному рульовому керуванні люфт рульового керування при працюючому гідропідсилювачі зусилля складає 5-7⁰.

4. Час на технічне обслуговування і регулювання зведено до мінімуму, тому що немає необхідності в регулюванні зачеплення.

5. Розміщення агрегатів гідрооб'ємного рульового керування дозволяє зручно розмістити рульове колесо, а також інші вузли в кабіні і під площадкою водія.

Тому надалі при виборі схеми рульових керувань із метою поліпшення маневреності тракторів, комбайнів і автомобілів за основу варто взяти гідрооб'ємне рульове керування транспортного засобу.

Основною перевагою рульового механізму з передаточним числом, що зменшується різко, є зменшення кута повороту рульового колеса, що сприяє зменшенню зусилля на керування. Застосування підсилювача дозволяє зробити

загальне передатне число і передатне число рульового механізму нижче, ніж при відсутності підсилювача.

Зменшення шкідливих втрат на тертя і підвищення к.к.д. всіх елементів механізмів рульового керування дозволяє зменшити зусилля на рульовому колесі, сприяє полегшенню керування й одержанню доброї стабілізації керованих коліс, а також покращує добротність і вирішує в якійсь мірі поставлену задачу. Проте під руху МТА по поганій дорозі всі сили, які виникають при коченні коліс по нерівностях дороги, передаються майже без втрат на рульове колесо у вигляді ударів, внаслідок чого керування надзвичайно ускладнюється.

Висновки по розділу

1. Сучасні конструкції рулових керувань, які використовуються в сільськогосподарській техніці мають деякі технічні недоліки:

- механічні рульові керування не дозволяють гнучко змінювати чутливість рульового привода залежно від технологічних потреб;
- існуючі схеми не дозволяють вносити корегуючий вплив в залежності від умов руху МТА під час виконання сільськогосподарських операцій.

2. Розглядаючи тенденції розвитку рулових керувань мобільних машин сільськогосподарського призначення можна відмітити наступне:

- найбільш прийнятною є конструкція рулових механізмів з гідравлічним та гідрооб'ємним підсилюванням, тому що вони знімають фізичне навантаження з оператора МТА;

- особливо цікавими з технічної точки зору є гідрооб'ємні рульові керування із вільним золотником, які дозволяють виконувати складання керуючих, корегуючих та перетворюючих впливів.

Проведений аналіз виявив наступні недоліки гідрооб'ємного рульового керування:

- несиметричність та неоднозначність кінематичної характеристики рульового керування призводить до «плаваючого» нейтрального положення рульового колеса;

- не забезпечується самоповернення та стабілізація керованих коліс в нейтральне положення;

- відсутній тактильний контроль повороту трактора;

- нераціональна конструкція привода рульового механізму призводить до надмірного силового навантаження його елементів (шарнірів, тяг, пальців, різьбових з'єднань тощо).

До недоліків механічних та рульових керувань з підсилювачами відносять:

- постійне передаточне число;

- велике зусилля на рульовому колесі;

- нераціональна кінематика на рульовому колесі;

- нераціональна кінематична залежність передаточного відношення рульового механізму від повороту рульового колеса.

З огляду на вище сказане найбільш перспективним є застосування двоканальної схеми рульового керування, яка дозволяє змінювати функціональні властивості рульового приводу залежно від технологічної потреби. Наприклад, змінювати передаточне число рульового механізму залежно від швидкості руху МТА. Наявність в рульових керуваннях з гідропідсилювачем та гідрооб'ємних рульових керуваннях низки технічних та експлуатаційних переваг дозволяє сформулювати робочу гіпотезу, суть якої полягає в наступному: використання адаптивного рульового керування з перемінним передаточним відношенням рульового механізму дозволить забезпечити підвищення добротності процесу керування МТА, а також зменшити інформаційне навантаження на оператора.

Завдання дослідження:

- провести аналіз стану і перспективних напрямків розвитку рульових керувань колісних тракторів та визначити фактори, які впливають на процес керованості під час руху;

- розробити новий спосіб керування, який би забезпечив адаптивність передаточного відношення рульового керування залежно від швидкості руху МТА (машинно-тракторного агрегату);
- розробити та дослідити математичну модель руху МТА у повздожній площині із новим способом рульового керування та теоретично обґрунтувати швидкість руху;
- для дослідження математичної моделі руху МТА у повздожній площині розробити комп'ютерний імітатор, який забезпечуватиме можливість одночасного введення даних, виконання віртуального заїзду та обробку отриманих результатів;
- розробити конструктивну схему і конструкцію її елементів, та виготовити експериментальний зразок адаптивного рульового керування;
- виконати експериментальну оцінку адекватності математичної моделі та оцінити вплив добротності процесу керування МТА на його якісні показники роботи;
- провести експлуатаційно-технологічну оцінку трактора з адаптивним рульовим керуванням при виконанні сільськогосподарських робіт;
- визначити техніко-економічні показники ефективності запропонованих технологічних і технічних рішень.

2. МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ КЕРУВАННЯ КОЛІСНИМ ТРАКТОРОМ

2.1 Математична модель процесу керування колісним трактором

Відомо, що у даний час використання натурних експериментів може відбуватися лише після того, як буде виконане їх апробація на різноманітних симуляторах. Це дозволяє заощадити кошти та час, а також виявити значну кількість недоробок на етапі проектування. Дуже важливою є розробка симуляторів, які б працювали в інтерактивному режимі. Особливо це стосується „людино-машинної” системи. Метою розробки такої системи є встановлення взаємозв’язку між керуваністю машинно-тракторного агрегату з одного боку, умовами його руху, конструкцією і параметрами рульового управління – з іншого. Виходячи з зазначеного - моделюванню підлягає „людино-машинна” система, яка пов’язана з великою кількістю інформаційних, психологічних та фізичних процесів. Найбільш важливою та складною ланкою цієї системи є людина, тобто оператор. Це пояснюється тим, що йому необхідно слідкувати за зовнішніми умовами на дорозі та в полі, підтримувати роботу двигуна у оптимальному режимі, не дивлячись на те, що постійно змінюється швидкість та навантаження на робочі органи. Також необхідно слідкувати за робочими органами та пристроями керування МТА та вчасно виконувати корегуючі дії відповідно до технологічного процесу та зовнішніх умов. І, звісно, що додаткове психологічне та фізичне навантаження водій отримує під час роботи у нічних умовах, на схилах і тим більше у горах.

Відомі намагання математичного опису поведінки людини, однак це пов’язано з невиправданими спрощеннями можливостей людини. Крім того, в сучасній, складній техніці використовуються комп’ютерні моделюючі комплекси та тренажери. З одного боку вони використовуються для тренування моторних навичок оператора, з іншого боку – широко використовуються для отримання оптимальних експлуатаційних показників систем керування та загальної оцінки можливостей нових типів систем керування.

Такий підхід дозволяє отримати достовірні оцінки керованості складних систем управління, синтезувати таку систему керування, яка відповідає можливостям людини-оператора та забезпечує високі показники керованості. Також можливо дослідити нетрадиційні рульові керування без виготовлення їх складних конструктивних моделей.

Метою математичного моделювання є покрокове обчислення положення транспортного засобу відносно базової лінії під час руху. Це дозволяє отримати якісні показники керованості. Для цього потрібно знати поточне значення курсового кута α_1 та зміщення визначеної точки транспортного засобу Y . Розрахунок кожного наступного положення проводиться залежно від властивостей рульового колеса, параметрів руху (швидкості), поточного значення керуючого та збурюючих впливів. При цьому математична модель повинна враховувати кінематичні характеристики транспортного засобу.

В основу побудови математичної моделі покладена двоточкова «велосипедна» модель. Тому для визначення положення об'єкта на площині необхідно знати дві точки або одну точку та курсовий кут.

Відповідно з цим, схема процесу керування МТА вздовж базової лінії буде мати наступний вигляд (рис.2.1).

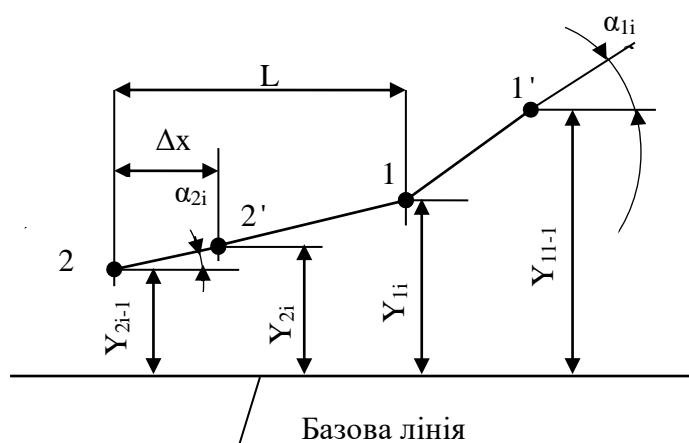


Рис. 2.1. Схема перетворювання координат для розрахунку параметрів дискретних моделей: L – довжина колісної бази трактора; α_1 – кут повороту передніх керуючих коліс; α_2 – поточне значення курсового кута; Y_1, Y_2 – поточне

значення відхилень від базової лінії переднього та заднього коліс трактора відповідно; Δx – шаг квантування моделі по переміщенню.

Для побудови математичної моделі процесу руху транспортного засобу вздовж базової лінії прийняті наступні припущення:

- швидкість реакції водія-оператора МТА постійна, не залежить від погодних умов і не перевищує 2.5 с.;
- вплив таких факторів, як люфт у рульовому механізмі, зв'язок між еластичною шиною та дорожнім покриттям, коливання бічної сили на осях МТА враховується комплексно у вигляді кута уводу δ , який генерується програмою та має нормальний закон розподілення.

Обмеження:

- швидкість МТА змінюється від 1 до 4 м/с (3,6 – 14,4 км/год);
- передаточне відношення рульового механізму (традиційного рульового керування) дорівнює 19;
- передаточне відношення рульового механізму (експериментального варіанта) змінюється в автоматичному режимі від 2 до 19;
- збурюючі впливи зовнішніх факторів впливають на керуючі колеса та відхиляють їх від нейтрального положення в межах $0^0 - 5^0$;
- початок формування даних буде відбуватися лише після того, коли МТА досягне технологічної швидкості руху.

.Розроблена математична модель рульового керування постійної чутливості забезпечує сумісність високої маневреності і стабільності руху МТА на підвищених швидкостях.

У результаті отримуємо випадковий процес руху МТА вздовж базової лінії під керуванням оператора, який можна описати за допомогою математичної моделі (2.1).

Дискретна математична модель традиційного рульового керування в даному випадку має вигляд:

$$\begin{cases} \alpha_{1i} = \frac{\alpha_i}{W}; & \Delta x = V_i \cdot \Delta t; \\ \alpha_{3i} = \frac{(Y_{1i-1} - Y_{2i})}{L}; \\ Y_{1i} = Y_{1i-1} + (\alpha_{3i} + \alpha_{1i} + \delta_i) \cdot \Delta x; \\ Y_{2i} = Y_{2i-1} + \alpha_{3i} \cdot \Delta x \end{cases} \quad (2.1)$$

де V – швидкість руху МТА;

W – передаточне відношення рульового механізму;

Δt – крок квантування по часу (0,05 с);

δ – значення збурюючого кута уводу еластичних шин.

Під час руху МТА відхиляється від заданої траєкторії внаслідок дії на нього зовнішніх збурюючих факторів. Це призводить до того, що оператору необхідно постійно виконувати корегуючі дії рульовим колесом.

При двохканальній схемі рульового керування передаточне відношення буде розраховуватися наступним чином:

$$W_i = W \left(1 + \frac{V}{V_0} \right), \quad (2.2)$$

де V_0 - середнє значення швидкісного діапазону МТА (const).

Для того, щоб провести дослідження математичної моделі був розроблений комп'ютерний симулятор, який дає змогу проводити віртуальний заїзд у інтерактивному режимі. При цьому також порівнювались результати процесу керування МТА із традиційним рульовим керуванням і адаптивним рульовим керуванням, тобто з перемінним передаточним відношенням рульового механізму.

Враховуючи рівняння (2.2), систему (2.1) можливо записати у наступному вигляді:

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta x = V_i \cdot \Delta t ; \\ W_i = W \left(1 + \frac{V_i}{V_0} \right) \\ \alpha_{1i} = \frac{\alpha_i}{W_i} ; \\ \alpha_{2i} = \frac{(Y_{1i-1} - Y_2)}{L} ; \\ Y_{1i} = Y_{1i-1} + (\alpha_{3i} + \alpha_{1i} + \delta_i) \cdot \Delta x ; \\ Y_{2i} = Y_2 + \alpha_{3i} \cdot \Delta x \end{array} \right. \quad (2.3)$$

Розроблене програмне забезпечення дає можливість безперервно проводити всі три етапи дослідження:

- введення даних;
- імітаційне моделювання;
- обробка результатів.

2.2 Визначення якості режиму роботи МТА

Узагальненим показником, який відображає якість керування колісною машиною є величина добротності. Її можливо розрахувати наступним чином:

$$D = \frac{V}{\sigma_t}, \quad (2.4)$$

де D – добротність керування «людино-машинної» системи;

V – швидкість руху МТА на контрольній ділянці;

σ_t – середнє квадратичне відхилення фактичної траєкторії МТА від базової лінії.

Для отриманих у результаті моделювання даних були обчислені моменти й визначені числові характеристики.

2.3 Методика обробки емпіричних даних

Суттю експериментального моделювання є намагання отримати максимальне значення добротності на підвищених швидкостях руху МТА. При цьому обумовимо наступні припущення та умовності:

- швидкість МТА буде змінюватись від 1 до 4 м/с (3,6 – 14,4 км/год);
- передаточне відношення рульового механізму (стандартного рульового керування) дорівнює 12;
- передаточне відношення рульового механізму (експериментального варіанта) змінюється в автоматичному режимі від 2 до 12;
- збурюючі впливи зовнішніх факторів впливають на керуючі колеса та відхиляють їх від нейтрального положення в межах 0^0 до 5^0 ;
- початок формування даних буде відбуватися лише після того, коли МТА досягне визначеної швидкості руху;
- довжина колісної бази 2,7 м.

Для отриманих у результаті експерименту даних були обчислені моменти й визначені числові характеристики за допомогою формул математичної статистики [45-53].

Для вибірки об'єму N (одномірний масив x_i) отримані:

- початкові моменти k - го порядку ($k = 1 \div 4$)

$$m_k(x) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i^k, \quad (2.5)$$

- середнє значення абсолютних величин вибірки, (а також розмах вибірки)

$$m_1(x) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N |x_i|, \quad (2.6)$$

- центральні моменти k - го порядку ($k = 1 \div 4$)

$$M_2 = m_2 - m_1^2, \quad (2.7)$$

$$M_3 = m_3 - 3m_1m_2 + 2m_1^3, \quad (2.8)$$

$$M_4 = m_4 - 4m_1m_3 + 6m_1^2m_2 - 3m_1^4, \quad (2.9)$$

- середнє значення

$$\bar{x} = m_1(x), \quad (2.10)$$

- дисперсія

$$D = M_2, \quad (2.11)$$

- виправлена дисперсія

$$D_o = \frac{N}{N-1} \cdot M_2, \quad (2.12)$$

- стандартне відхилення

$$\sigma_o = \sqrt{D_o}, \quad (2.13)$$

- асиметрія

$$A_s = \frac{M_3}{\sigma^3}, \quad (2.14)$$

- ексцес

$$E = \frac{M_4}{\sigma^4} - 3, \quad (2.15)$$

Визначення на відповідність нормальному закону розподілення було знайдено шляхом порівняння значень коефіцієнтів асиметрії й ексцесу, стандартних відхилень на підставі формул:

$$U_3 = \sqrt{\frac{6(N-1)}{(N+1)(N+3)}}, \quad (2.16)$$

$$U_4 = \sqrt{\frac{24(N-2)(N-3)N}{(N-1)^2(N+3)(N+5)}}, \quad (2.17)$$

При

$-|A_s| \leq 2 \cdot U_3, \quad |E| \leq 2U_4$ - розподіл досить близький до нормального (правило трьох сигм);

$-2U_3 < |A_s| \leq 3 \cdot U_3$, $2U_4 < |E| \leq 3U_4$ - розподіл близький до нормального за скошеністю і та гостровершинністю; інакше - не підкоряється нормальному закону розподілу.

У якості перевірки діючого стенда додатково були зроблені розрахунки в пакеті Mathcad числових характеристик для випадкових величин X (відхилення трактора від базової лінії) і Y (відхилення рульового колеса від нейтрального положення), перевірка на нормальний закон розподілу.

Лістинги програм (1, 2) наведені у додатку А.

Додатково розглядався регресійний аналіз і коефіцієнт кореляції двох випадкових величин X і Y .

$$r_{xy} = \frac{m_2(X, Y) - m_1(X) \cdot m_1(Y)}{\sqrt{m_2(X) - m_1(X)^2} \cdot \sqrt{m_2(Y) - m_1(Y)^2}} \quad (2.18)$$

$$a = r_{xy} \frac{\sigma_Y}{\sigma_X}, \quad b = \bar{Y} - a\bar{X}. \quad (2.19)$$

Обробка даних розглядалася в пакеті Statistica 6 і Mathcad. Для отриманих дискретних значень змінних X і Y кореляційний аналіз представлений лістинг 3, додаток Б.

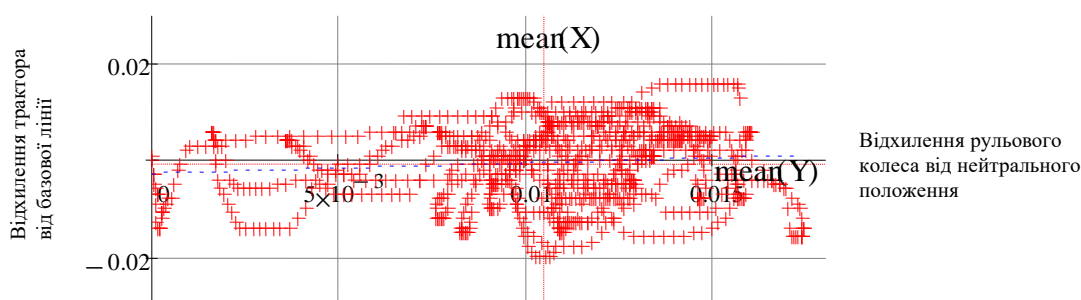


Рис. 2.2 Регресійний аналіз значень X та Y

де +++ - відповідні значення X та Y ;

..... - середнє значення величини X ;

---- - середнє значення величини Y .

Для розглянутих вибірок, можна стверджувати, що випадкові величини підпорядковуються нормальному закону розподілу. Лінійні залежності для кореляційного аналізу мають малий коефіцієнт кореляції, що говорить про слабку лінійну залежність. По діаграмах розсіювання спостерігається нелінійна залежність, (крапки утворюють овальну «хмару»).

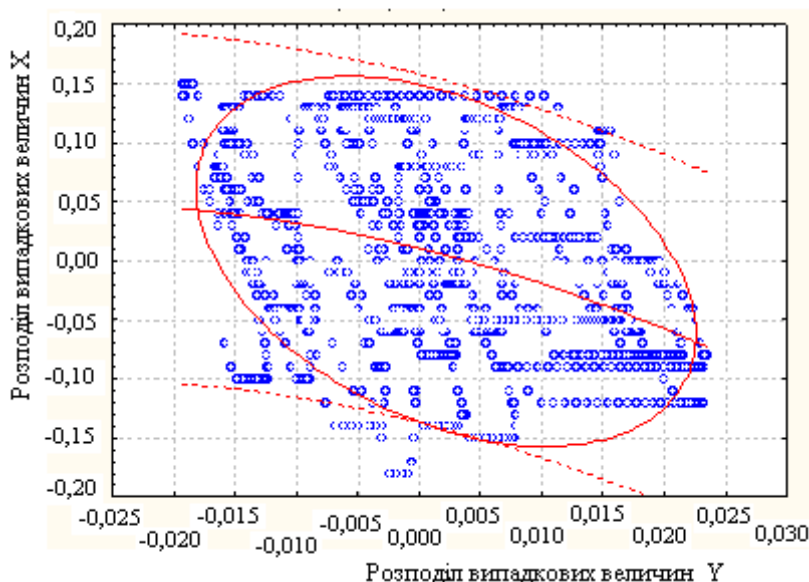


Рис. 2.3 Залежність розсіювання випадкових величин X і Y

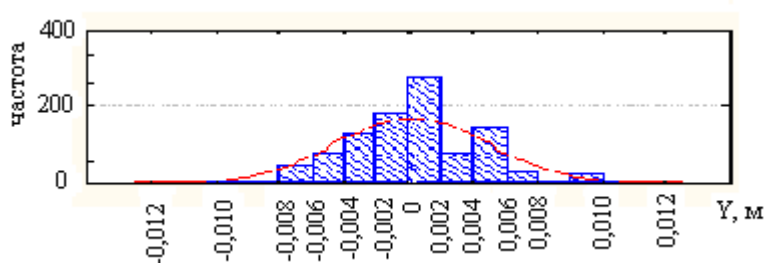


Рис 2.4 Гістограма та вирівняна крива розподілу значень відхилення МТА від базової лінії Y

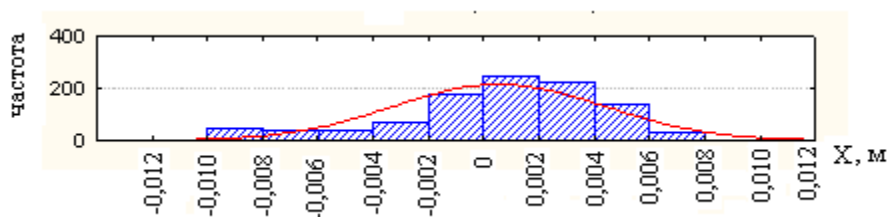


Рис 2.5 Гістограма та вирівняна крива розподілу значень змінни кута повороту рульового колеса X

Для випадкової величини Y можна відзначити гостровершинність стосовно нормального закону розподілу.

За результатами розрахунків отримуємо наступну залежність:

$$Y=0,0014+0,1813 \cdot x-27,5303 \cdot x^2$$

При дослідженні діаграм розсіювання досліджувалися форми залежностей для вибору відповідного перетворення даних. На підставі цих перетворень з'явилася можливість «лінеаризувати» дискретні значення змінних.

З метою усунення шуму використовується спектральний аналіз.

Для розрахунку й побудови спектральної характеристики був використаний алгоритм прямого Швидкого Перетворення Фур'є (ШПФ).

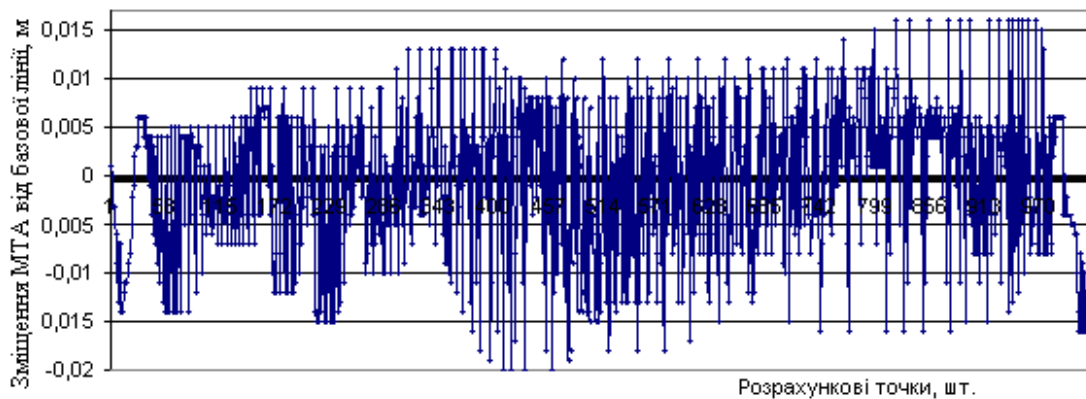


Рис. 2.6. Вихідні модельні дані для швидкого перетворення Фур'є.

Лістинг демонструє розрахунок Фур'є спектра по $N = 256$ точках, причому передбачається, що інтервал дискретизації даних y_i дорівнює Δ .

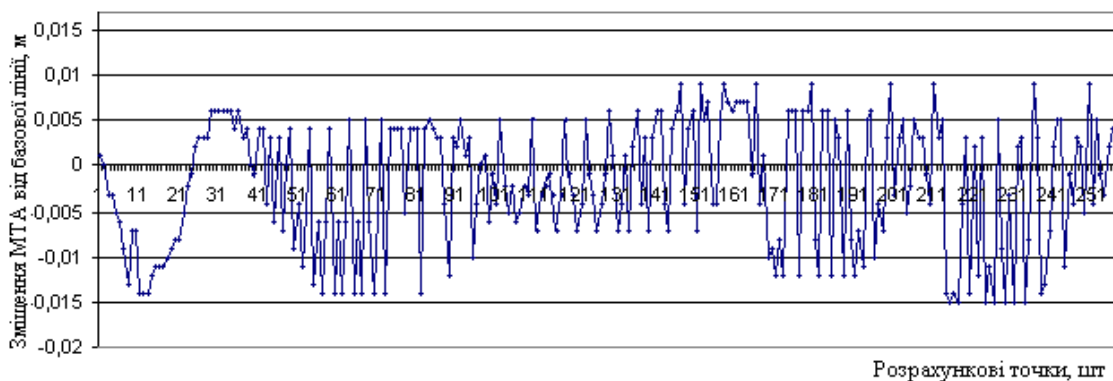


Рис. 2.7. Модельні дані для вибірки об'єму $N = 256$.

У середині лістингу застосовується вбудована функція $\text{fft}(V)$, а інша частина, що залишилася, призначена для коректного перерахування відповідних значень Ω_i частот.

Два параметри, які задані в передостанньому рядку лістингу, називають відповідно граничною частотою й частотою Найквіста. Гранична частота Ω_0 визначає нижню межу Найквіста, Ω_N - верхню межу аргументу обчислення спектра.

Для розрахунку зворотнього Фур'є-перетворення (відновлення сигналу по наявному спектру) використовуються вбудовані функції:

$\text{ifft}(v)$ - вектор зворотнього дійсного перетворення Фур'є;

v - вектор даних Фур'є-спектра, взятих через рівні проміжки значень частоти.

Лістинг програми представлений у пакеті Mathcad і наведений у додатку В.

$\Omega D_i =$

58.824
117.647
176.471
235.294
294.118
352.941
411.765
470.588
529.412
588.235
647.059
705.882
764.706
823.529
882.353
...

$a_i =$

0.384
0.082
0.04
0.028
0.019
0.016
0.012
0.012
$9.679 \cdot 10^{-3}$
$8.672 \cdot 10^{-3}$
$4.127 \cdot 10^{-3}$
$9.52 \cdot 10^{-3}$
$8.24 \cdot 10^{-3}$
$5.365 \cdot 10^{-3}$
$7.627 \cdot 10^{-3}$
...

$z_i =$

	0
0	0.384
1	$7.657 \cdot 10^{-4} - 0.082i$
2	$-2.033 \cdot 10^{-3} - 0.04i$
3	$-2.392 \cdot 10^{-3} - 0.028i$
4	$-2.282 \cdot 10^{-4} - 0.019i$
5	$-2.521 \cdot 10^{-4} - 0.016i$
6	$2.382 \cdot 10^{-4} - 0.012i$
7	$2.034 \cdot 10^{-4} - 0.012i$
8	$-9.603 \cdot 10^{-4} - 9.631i \cdot 10^{-3}$
9	$-1.723 \cdot 10^{-3} - 8.499i \cdot 10^{-3}$
10	$2.741 \cdot 10^{-4} - 4.118i \cdot 10^{-3}$
11	$3.791 \cdot 10^{-4} - 9.513i \cdot 10^{-3}$
12	$-2.696 \cdot 10^{-4} - 8.236i \cdot 10^{-3}$
13	$-5.383 \cdot 10^{-4} - 5.338i \cdot 10^{-3}$
14	$-4.78 \cdot 10^{-4} - 7.612i \cdot 10^{-3}$
15	...

$y_i =$

$3.376 \cdot 10^{-3}$
$6.976 \cdot 10^{-3}$
$6.445 \cdot 10^{-5}$
$3.491 \cdot 10^{-3}$
$6.323 \cdot 10^{-3}$
$6.819 \cdot 10^{-3}$
$2.775 \cdot 10^{-3}$
$3.16 \cdot 10^{-3}$
$3.472 \cdot 10^{-3}$
$1.169 \cdot 10^{-3}$
$2.26 \cdot 10^{-3}$
$7.852 \cdot 10^{-3}$
$1.883 \cdot 10^{-3}$
$1.215 \cdot 10^{-3}$
$6.027 \cdot 10^{-3}$
...

	0		0		
iff(a) =	0	1.618	iff(z) =	0	$3.672 \cdot 10^{-3}$
	1	1.513		1	0.339
	2	1.335		2	0.543
	3	1.219		3	0.648
	4	1.181		4	0.792
	5	1.087		5	1.036
	6	0.839		6	1.26
	7	0.516		7	1.328
	8	0.274		8	1.257
	9	0.159		9	1.195
	10	0.048		10	1.234
	11	-0.171		11	1.271
	12	-0.446		12	1.177
	13	-0.619		13	0.954
	14	-0.632		14	0.747
	15	...		15	...

Бачимо, що сигнал відновлений з великою точністю. Зсув вздовж осі X відбувається за рахунок того, що абсолютна величина комплексного спектра в програмному блоці знищує інформацію про відносну фазу звітів даних.

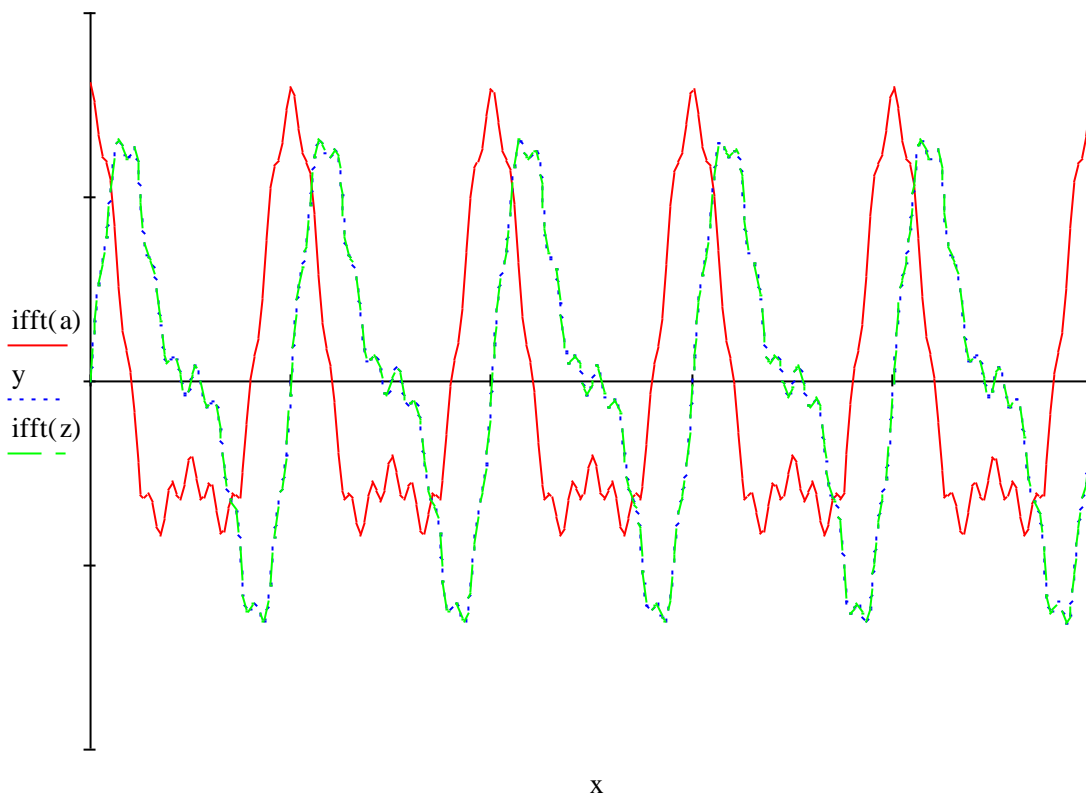


Рис. 2.8. Зворотне перетворення Фур'є

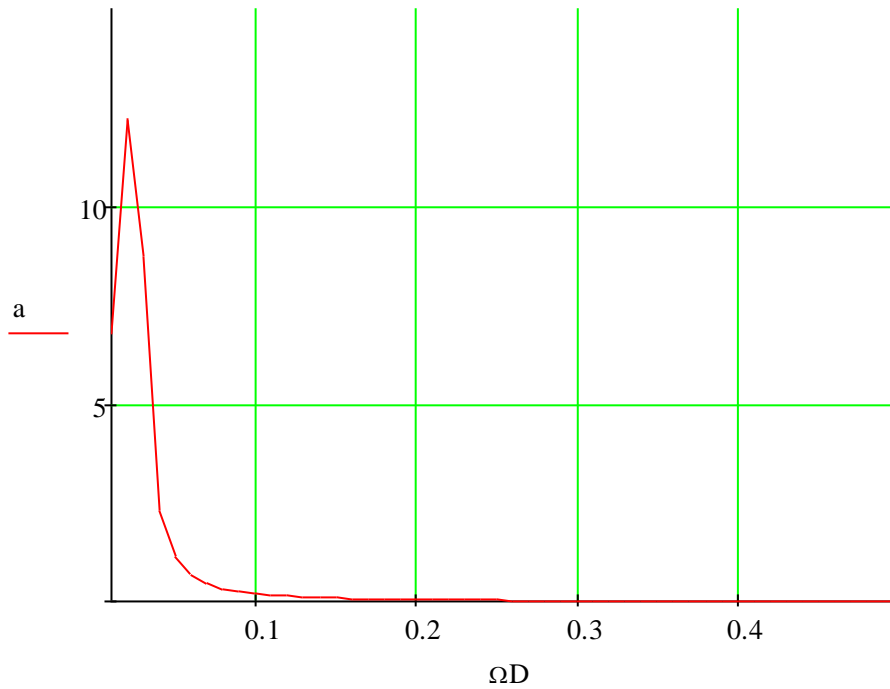


Рис 2.9. Графік Фур'є-спектра даних

Визначається спектр потужності сигналу – Фур'є-перетворення його кореляційної функції.

Алгоритм розрахунку спектра потужності зводиться до наступного:

- обчислення автокореляційної функції;
- проріджування й згладжування функції (з метою зменшення впливу кінцівки вибірки);
- розрахунок її Фур'є - перетворення.

При побудові спектральних характеристик аналізованих числових рядів застосовувалася процедура згладжування послідовно за трьома і п'ятьма точками.

Крім цього виділені гармоніки з максимальною амплітудою по формулах:

$$T_1 = \sum_{i=0}^{N/2-1} A_i \cdot i, \quad (2.20)$$

$$T_2 = \sum_{i=0}^{N/2-1} A_i \quad (2.21)$$

$$v_{хар} = \frac{T_1 \cdot N}{T_2 \cdot \Delta t} \quad (2.22)$$

$$A_{хар} = \frac{2T_2}{N}, \quad (2.23)$$

де A_i - амплітуда гармоніки;

i - номер гармоніки, що визначає число коливань за час $N \cdot \Delta t$

N - число реалізацій аналізованого процесу;

Δt - крок дискретизації за часом;

$v_{хар}$ - характерна частота в Герцах;

$A_{хар}$ - характерна амплітуда (середня) процесу.

Спектральний аналіз представлений графічно на рисунку 2.10.

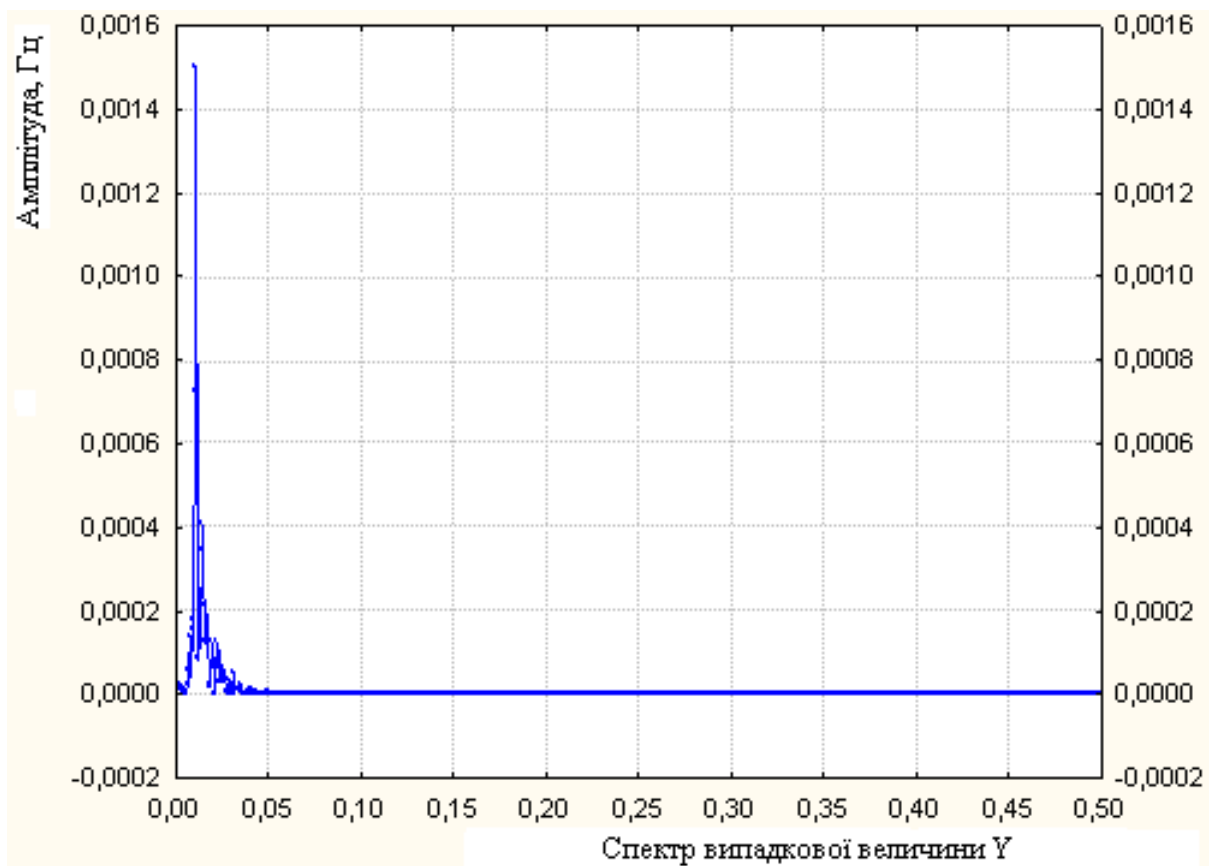


Рис. 2.10. Спектральний аналіз випадкової величини Y

Значення автокореляційної функції представлені в таблиці 3.1

Таблиця 3.1

Автокореляційні значення та похибки

№	Автокореляція	Стандартна похибка
1	0,98	0,03
2	0,96	0,03
3	0,93	0,03
4	0,90	0,03
5	0,85	0,03
6	0,80	0,03
7	0,75	0,03
8	0,69	0,03
9	0,63	0,03
10	0,57	0,03
11	0,50	0,03
12	0,43	0,03
13	0,36	0,03
14	0,29	0,03
15	0,23	0,03

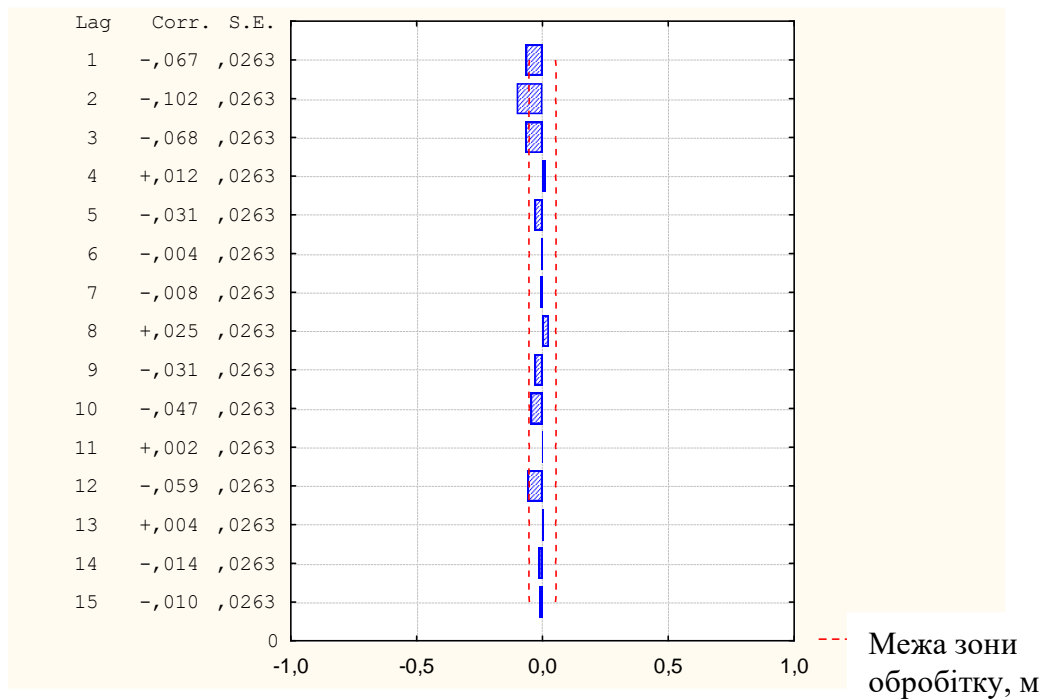


Рис. 2.11. Автокореляційна функції Y зсуву випадкових величин (зміщення трактора) від базової лінії

Автокореляційні функції X і Y дають можливість охарактеризувати зсув випадкових величин від базової лінії.

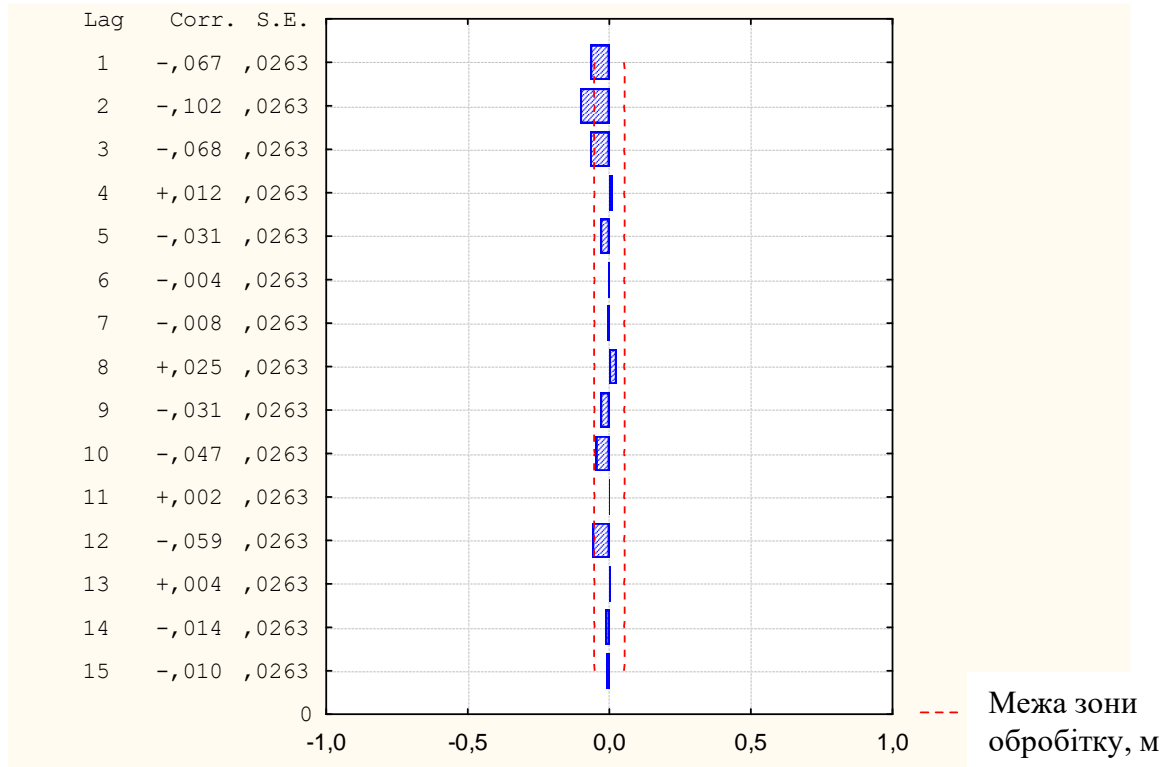


Рис. 2.12. Автокореляційна функції X зміщення рульового колеса відносно нейтрального положення.

Процедура усунення постійного компонента «білий шум» процесу залежить від виду конкретної траєкторії. Сучасні обчислювальні пакети обробки даних (Statistika) дозволяють досить добре апроксимувати періодичну складову за допомогою поліномів різних ступенів або тригонометричних функцій (рис. 2.13)

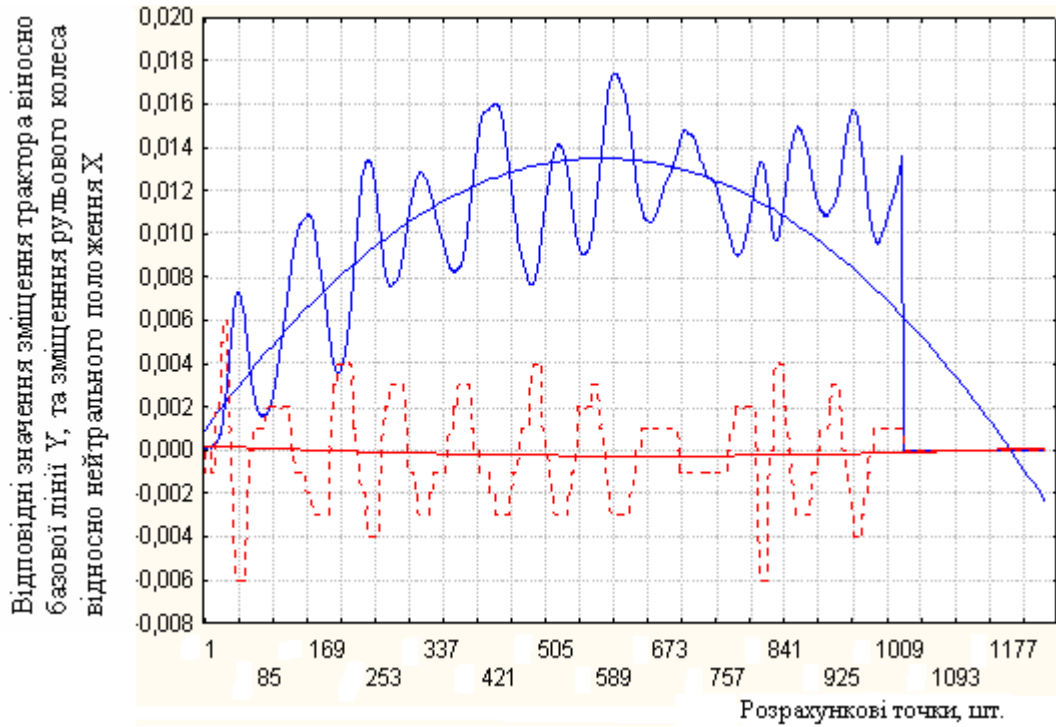


Рис 2.13. Апроксимація періодичної складової за допомогою полінома другого порядку

У зв'язку з тим, що добротність залежить від швидкості й стандартного відхилення, при $V = \text{const}$ основним фактором є відхилення від базової лінії. Основна задача – усунути максимальні амплітуди під час руху МТА.

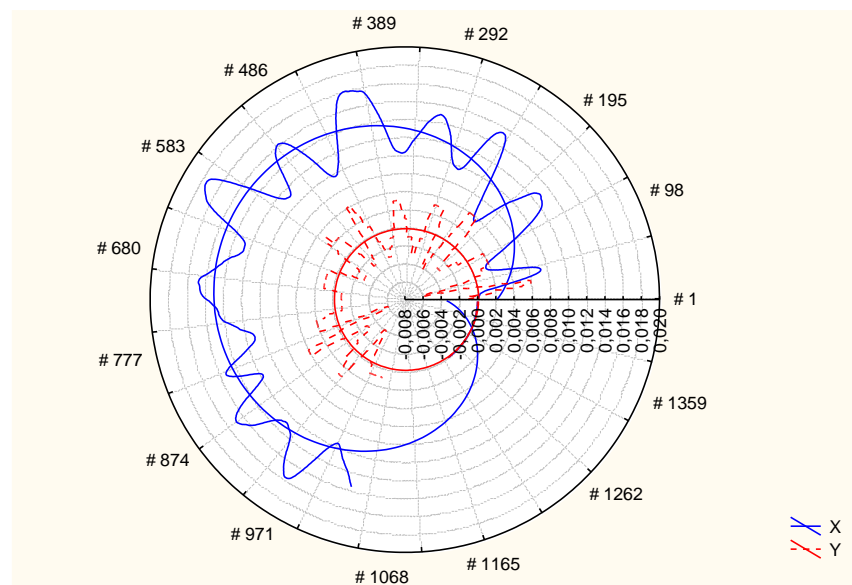


Рис 2.14. Апроксимація періодичної складової за допомогою полінома другого порядку в полярній системі координат.

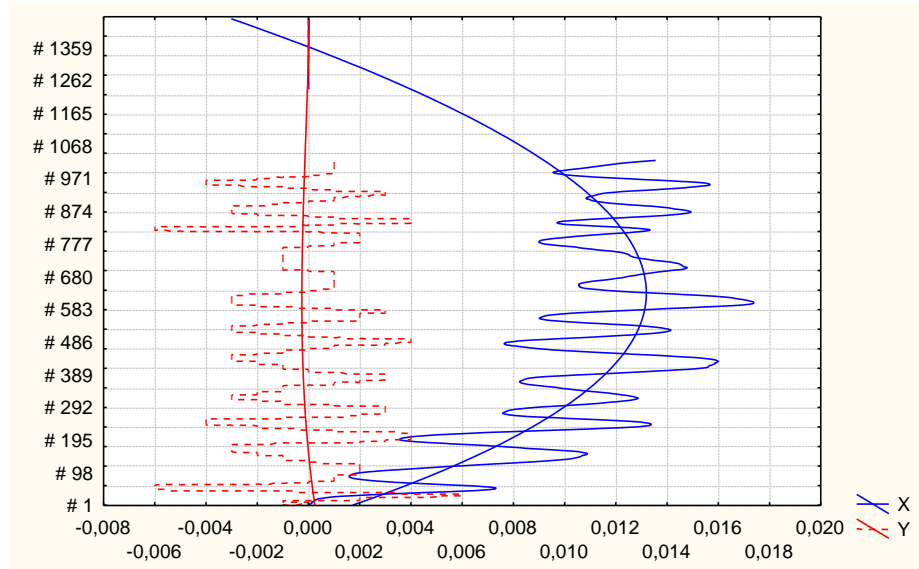


Рис 2.15. Апроксимація періодичної складової за допомогою полінома третього порядку.

При цьому рівняння змінних величин X та Y у даному випадку мають наступний вигляд:

$$X=0,0017+3,7752E-5x-3,2914E-8x^2+3,1272E-12x^3$$

$$Y=0,0003-1,9094E-6x+2,1664E-9x^2-6,5616E-13x^3$$

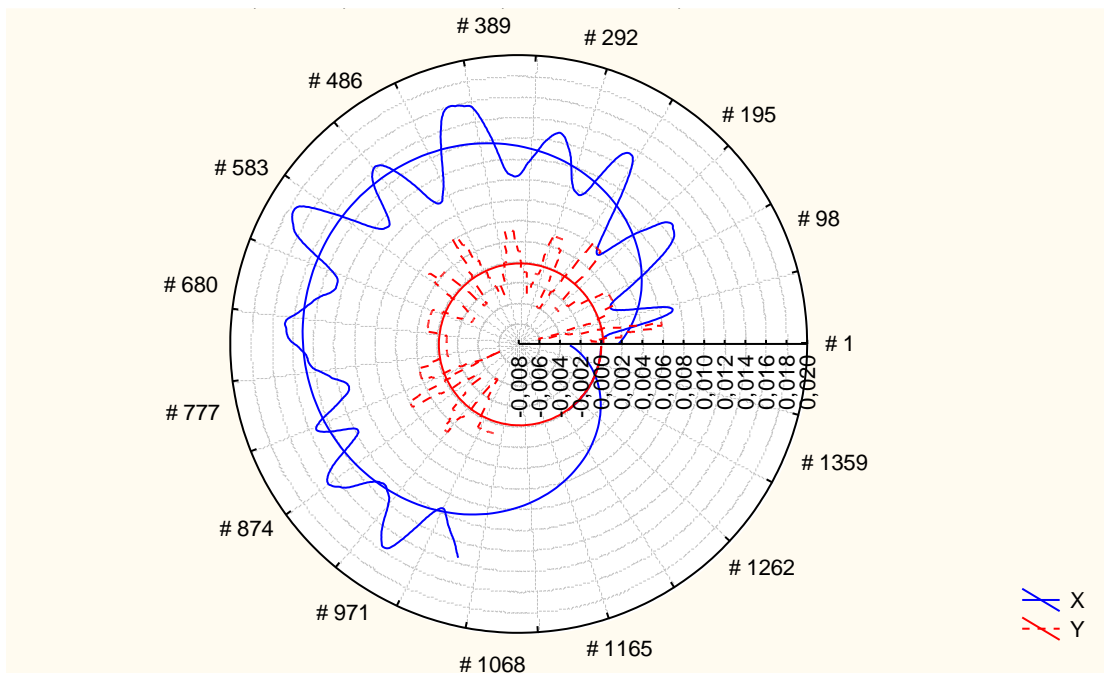


Рис 2.16. Апроксимація періодичної складової за допомогою полінома третього порядку в полярній системі координат.

Висновки по розділу

1. Розроблена методика для дослідження «людино-машинної» системи, яка є досить складною.
2. Розроблено комп'ютерний симулятор, який дозволяє оцінювати технічні показники керованості МТА, як існуючих так і гіпотетичних рульових керувань.
3. До проведення польового експерименту доцільно провести польові випробування на комп'ютерному симуляторі, тому що натурні дослідження значно витратні.
4. Розроблений підхід дозволяє отримати достовірні оцінки керованості складної системи керування: приведену добротність та середньоквадратичну похибку відслідковування траєкторії руху МТА залежно від його швидкості.
5. Проведені дослідження моделей рульового керування з постійною чутливістю показали значні переваги порівняно з традиційними, особливо на підвищених швидкостях руху МТА.
6. Алгоритм досліджень дає змогу швидко отримати оцінки керованості моделі одразу після віртуального заїзду.
7. Можна рекомендувати підняти технологічну швидкість МТА при виконанні міжрядного обробітку ґрунту до значень, які дозволяє конструкція культиватора ($V_p=4$ м/с (14,4 км/год)), бо запас стійкості руху МТА при використанні запропонованої системи керування гарантований.

3. ВСТАНОВЛЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ

3.1 Обґрунтування параметрів, які впливають на керованість МТА

Велику кількість сировини для промисловості можна забезпечити шляхом розширення площі земель, які використовуються у сільському господарстві і інтенсифікації виробництва. Інтенсифікація сільськогосподарського виробництва - це насамперед збільшення продукції, одержуваної з одиниці займаної площі при менших витратах матеріальних засобів і праці. У досягненні цієї мети величезну роль грає механізація виробничих процесів. Якість робіт, які виконують механізми, багато в чому обумовлена стабільністю технологічних процесів.

Під стабільністю розуміємо збереження постійними протягом тривалого часу основних параметрів технологічного процесу. Для оранки, наприклад, це рівномірність глибини обробки ґрунту, сталість ширини захвату, однакове огортання шару й розпушування ґрунту по пройденому агрегатом шляху. При посіві - це закладення насіння на однакову глибину, збереження норми висіву й інші параметри. Із цього бачимо, що основним параметром є стабільність спрямованого руху МТА. Однак таке визначення стабільності й застосовувані в цей час оціночні показники (середнє квадратичне відхилення, коефіцієнт варіації) не повністю розкривають сутність стабільності процесів, що ускладнює вибір оптимальних параметрів робочих органів машин і агрегатів. Зовнішні умови, що впливають на роботу сільськогосподарської техніки, не залишаються постійними. Тому зберегти постійними основні параметри технологічних процесів сільськогосподарського виробництва не вдається. Говорячи про стабільність процесів, потрібно передбачати коливання параметрів процесів у деяких межах. У даний час, ці межі визначаються агротехнічними допусками. З удосконалюванням конструкції машин стабільність технологічних процесів підвищується, що дозволяє зменшувати припустимі щодо агротехнічних вимог межі коливань показників різних процесів. Але поки мінливість останніх залишається настільки значною, що доводиться диференційовано визначати ці межі. Стабільність технологічних процесів повинна

збільшуватися в результаті зниження чутливості машин і виконуваних ними процесів до зовнішніх факторів. Припустимі межі зміни параметрів різних процесів залежно від рельєфних і інших умов необхідно уточнити й обґрунтувати. Велике значення для інтенсифікації сільськогосподарського виробництва має підвищення робочих швидкостей мобільних агрегатів. Однак робота на таких швидкостях не повинна супроводжуватися зменшенням стабільності процесів, інакше ефект від підвищення швидкостей зникає. При виконанні багатьох операцій у рільництві підвищення швидкості машини збільшує стабільність процесів у результаті зростання кінетичної енергії мас, що рухаються. Для деяких процесів встановлені оптимальні межі швидкостей, перевищення яких знижує якість роботи машин.

Варто визначати межі оптимальних режимів роботи й вишукувати технологічні прийоми, що дозволяють різко підвищити продуктивність праці. У зв'язку з переходом до комплексної механізації й автоматизації виробничих процесів стабільність сільськогосподарських процесів здобуває першорядне значення.

У сільськогосподарських виробничих процесах головними є технологічні, інші процеси, у тому числі пов'язані з рухом машин - допоміжні. Іноді технологічні процеси так тісно переплітаються й взаємодіють із допоміжними, що їх неможливо розділити. До виробничих процесів висувають вимоги якісного характеру. Вирішальним у питаннях якості є спосіб виконання основного процесу, а також характер протікання допоміжних процесів. Так, процес обробки ґрунту містить у собі головним чином розпушування й часткове обертання шару, а також деякі допоміжні процеси, які у тому числі не впливають на остаточний результат, наприклад, переміщення ґрунтової маси вперед. Характер виконання технологічного процесу обробки ґрунту, його показники обумовлені конструкцією робочих органів машини й усього агрегату, швидкістю руху, ґрунтовими й іншими умовами й, безумовно, роботою водія агрегату.

Ґрунт являє собою неоднорідне середовище. Різний структурний склад, нерівномірний розподіл кореневих систем, неоднакова вологість призводять до різного опору ґрунту при механічних впливах. Через неоднорідність ґрунтових умов

корпуса плугів, лапи культиваторів і інші робочі органи ґрунтообробних машин одержують коливання випадкової частоти й амплітуди, що порушує стабільність технологічного процесу обробки ґрунту. При цьому зменшується рівномірність крошення, розпушування, погіршуються й інші якісні показники роботи. Виявлення характеру неоднорідності фізико-механічних властивостей ґрунту й, у першу чергу, її опору механічним впливам при різних природних умовах і агрофонах дозволить намітити шляхи конструктивних удосконалень ґрунтообробних машин з метою підвищення стабільності технологічного процесу обробки ґрунту.

Опір ґрунту механічним впливам залежить від її стану - твердість, вологість й інші показники.

Змінність деяких зовнішніх факторів, що впливають на роботу мобільних сільськогосподарських агрегатів, обумовлена в основному діяльністю людини. Характер зміни мікрорельєфу поверхні поля, структури ґрунту, рослинного покриву поля в значній мірі визначається особливостями виконання попередніх технологічних операцій і конструкцією машин. З удосконалюванням технології виробництва польових робіт, поліпшенням конструкції машин і підвищенням культури землеробства випадково-діючі фактори менше впливають. Але є фактори, обумовлені природно-кліматичними умовами (наприклад, температура навколишнього середовища, освітлюваність поля), вплинути на які з метою регулювання їх у бажаному напрямку неможливо. Якість виконання багатьох технологічних операцій у значній мірі залежить від характеру розподілу рослинного покриву ґрунту. Після збирання на поверхні поля залишається стерня зернових, багаторічних і однолітніх трав, коріння і інші рослинні залишки, кількість яких залежить від способу виконання робочих процесів сільськогосподарських машин і інших факторів, що змінюються випадковим чином. Тому характер їхньої зміни по поверхні поля також випадковий. На роботу мобільних агрегатів і особливо на поводження водіїв впливає велика кількість показників, такі як температура повітря, освітленість поля, швидкість руху транспортного засобу, а також агротехнічні обмеження.

З удосконалюванням конструкцій машин, керування ними ускладнюється. З'являється проблема керування за допомогою машин. Однак автоматизація керування економічно вигідна лише за певних умов.

Машини беруть участь у різних процесах, параметри яких можуть змінюватися за часом або залишатися постійними. Ціль керування - забезпечити потрібний закон зміни цих параметрів. Керування включає чотири компоненти: збір інформації, переробку її, рішення й перетворення рішення в дію. Залежно від характеру процесу деякі компоненти керування стають домінуючими. Керування може здійснюватися за участю людини й без неї.

Розрізняють стабілізуючу, програмну й стежачу системи керування. Стабілізуюча система зберігає регульовану величину незмінною. Система програмного керування змінює регульовану величину по заданій програмі. У стежачих системах регульована величина також змінюється за часом, але закон зміни її заздалегідь невідомий.

Людина-оператор може застосовувати всі види керування, і залежно від ситуації переходити від одного виду керування до іншого.

Системи автоматичного керування можуть бути розімкнутими, замкнутими й комбінованими. У розімкнутих системах заданий режим роботи забезпечується попереднім настроюванням. Вихідна величина об'єкта не вимірюється й стан його не контролюється. У замкнутих системах вихідна величина контролюється. На підставі цієї інформації об'єкт регулюється так, щоб вихідна величина мала потрібне значення. Характерна риса замкнутої системи — зворотний зв'язок. У такій системі керуючий пристрій прагне ліквідувати різницю між заданою й отриманою величинами. При цьому задана величина за часом може залишатися постійною або змінюватися. Очевидно, що при такому циклі регулювання, навіть при випадковому характері зовнішніх збурюючих факторів, його можна робити з великою точністю.

У комбінованих системах керування до замкнутої системи додається незамкнутий вплив, що компенсує, якого-небудь впливу на вихідну величину, у результаті чого якість керування підвищується.

У сучасних сільськогосподарських агрегатах в основному застосовують керування по розімкнутому циклу; автоматичне керування із замкнутим або комбінованим циклом і керування за участю людини по замкнутому циклу.

При керуванні по розімкнутому циклу водій регулює робочі органи й контролює технологічний процес. Вплив водія на виконуваний процес обумовлено його кваліфікацією й досвідом проведення регулювань при різних умовах. Так регулюються глибина ходу робочих органів ґрунтообробних і посівних агрегатів і параметри інших процесів. Точність процесів при цьому забезпечується сталістю параметрів системи й обмеженням діапазону змін збурювань.

Керування за участю людини — найбільш складний і менш досліджений вид керування. Наукова дисципліна - інженерна психологія вивчає закономірності, що існують між людиною й машиною, і допомагає створювати найкращі умови для роботи й вибору раціональних способів керування. Інженерно-психологічний аналіз процесів дозволяє створювати системи, за допомогою яких можна в багато разів підвищити продуктивність праці.

3.2 Опис лабораторного стенду

Дослідження на комп'ютерному симуляторі складається з кількох етапів:

- визначення типу рульового керування його параметрів та параметрів режиму руху моделі МТА;
- проведення експериментального заїзду в умовах інтерактивного обміну інформації між комп'ютером і оператором, при цьому фіксуються динаміка зміни керуючих впливів та показників якості керування;
- обробка результатів інтерактивного експерименту математичними методами – дисперсійний та спектральний аналіз та отримання кількісних показників керованості - добротність.

Розроблене програмне забезпечення (рис.3.1-3.4) дає можливість безперервно проводити всі три етапи дослідження.

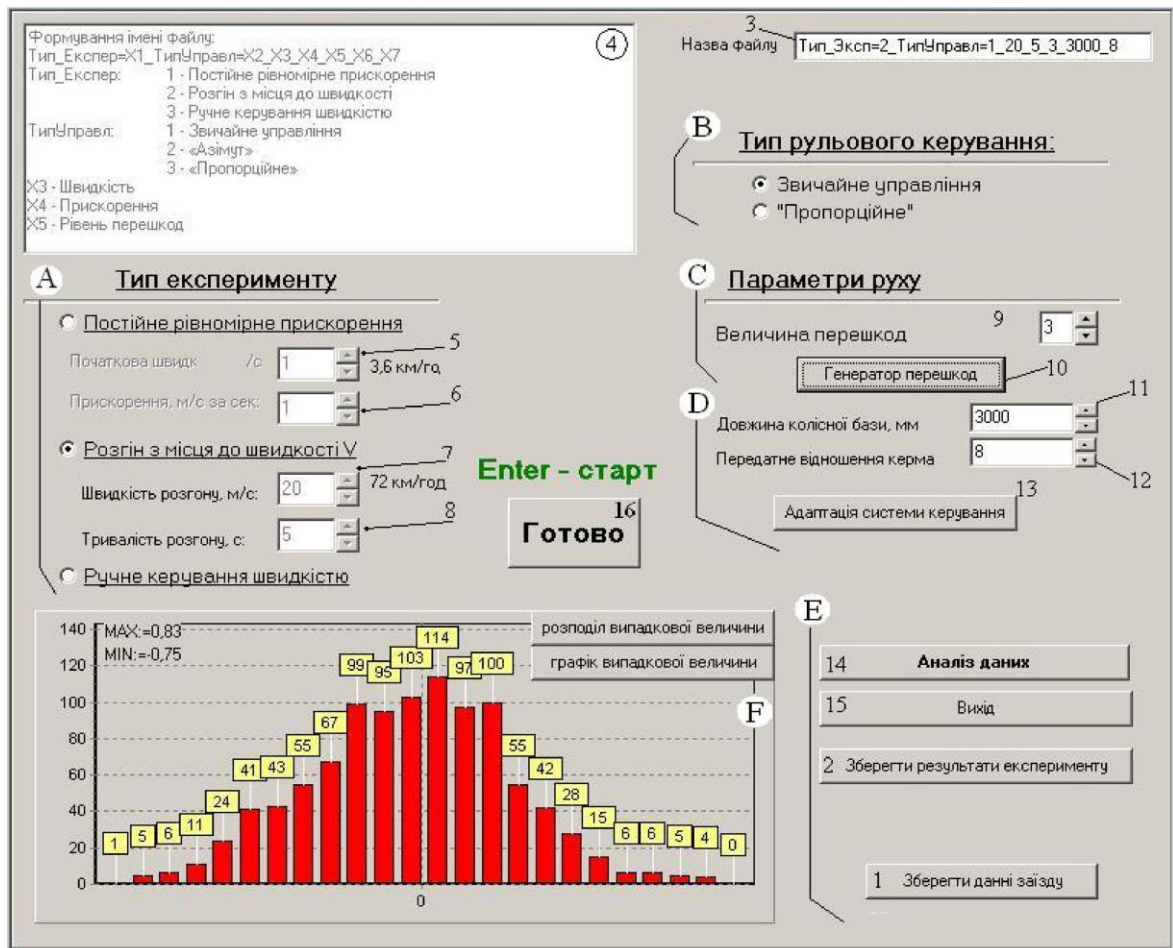


Рис. 3.1. Початкове діалогове вікно симулятора

Робота програми починається з налагодження симулятора (рис. 3.1):

- визначається тип моделі рульового керування;
- параметри машини та режими руху;
- встановлюється відношення між реальним та віртуальним кермом, шляхом визначення чутливості миші;
- встановлюється наявність впливів, що збурюють ;
- формування та фіксація файлів експериментальних даних.

Встановлення початкових даних. Послідовність встановлення початкових даних особливого значення не має, але необхідно більш детально зупинитись на значенні кожного елемента.

Як можна побачити з початкового діалогового вікна програми (рис.3.1) для початку роботи тренажера необхідно вибрати такі характеристики експерименту:

Тип експерименту (А). Дозволяється вибір *«Постійного рівномірного прискорення»*, за яким швидкість безперервно починає збільшуватись до виходу МТА за межі дороги. Після чого експеримент припиняється. Вхідними даними є початкова швидкість 1 (м/с) та прискорення 6 (м/с²) тобто, модель починає рух від встановленої швидкості з зазначеним прискоренням.

Експеримент *«Розгін з місця до визначеної швидкості»*, яка відноситься до вхідних даних 7, використовують, коли необхідно визначити керованість МТА при різних типах рульового керування та при різних параметрах руху. З метою поступового розгону прийнятий вхідний параметр *«тривалість розгону»* 8.

Тип експерименту *«Ручне керування швидкістю»* необхідний для початкового ознайомлення користувача з можливостями програми при різних типах рульового керування та параметрів руху.

Тип рульового керування (В). Встановлюється відповідний тип рульового керування.

Параметри руху (D). *«Величина перешкод»* 9 має бальний вигляд та, відповідно до свого значення, після натискання на кнопку *«Генератор перешкод»* 10 буде отриманий масив випадкових збурень, який можна побачити в графічному вигляді та оцінити їх максимальну та мінімальну величину в полі F. Даний параметр необхідний для визначення стійкості керування при перешкодах різного рівня.

Введення вхідних даних (С). *«Довжина колісної бази»* 11 повного пояснення не потребує – величина зрозуміла.

«Передаточне відношення рульового механізму» 12 - на скільки необхідно повернути кермо, щоб кут повороту коліс склав 1°.

Більш повного роз'яснення потребує *«Адаптація системи керування»* 13 (рис. 3.2), котре необхідне у випадку, коли на комп'ютері налаштована велика чутливість миші, а користувач бажає її змінити, при цьому, не змінюючи чутливість ручного маніпулятора безпосередньо в операційній системі.

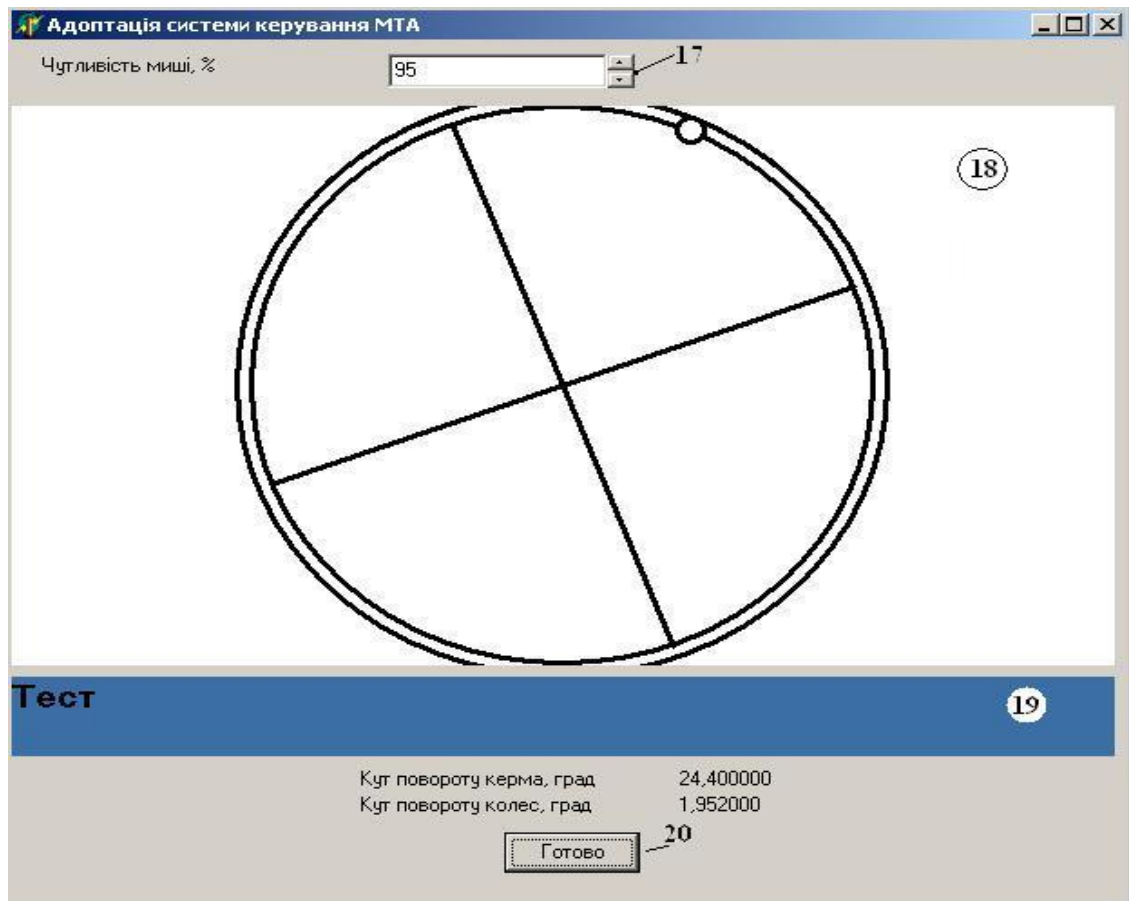


Рис 3.2. Діалогове вікно меню «Адаптація системи керування»

Адаптація системи керування виконується в полі «Чутливість миші» 17, де вказана величина у відсотках до системної чутливості ручного маніпулятора. Щоб оцінити зміну вищезазначеного параметра, необхідно провести курсором миші по кольоровій смужці з назвою «Тест» 19. При цьому, відповідно до «Передаточного відношення» 12 (рис. 3.2) буде відображатись кут повороту керма 18 та коліс. При досягненні бажаної чутливості натиснути на кнопку «Готово» 20.

Після встановлення бажаних параметрів, величина яких знайде своє відображення в імені файлу 3 (розшифровка імені файлу показана в лівому верхньому куті головного вікна програми 4 (рис. 3.1), користувач натискає кнопку «Готово» 16, і переходить до виконання експерименту (рис. 3.3)



Рис. 3.3. Виконання експерименту

Якість керування оцінюється за здатністю моделі МТА утримуватись вздовж базової лінії 25.

На діалоговому вікні представлена допоміжна інформація: поточна швидкість 21, кут повороту коліс 22, ім'я файлу 3, кількість експериментальних точок 23 та перелік можливостей для дострокового виходу із програми 24.

Після завершення активної фази експерименту, що може статися у двох випадках (користувач сам припинив роботу або модель МТА вийшла за визначені обмеження) користувач повертається до головного діалогового вікна (рис. 3.1), де йому пропонується зберегти експериментальні дані (Е).

При натисканні на кнопку «Зберегти результати експерименту» 2 з'явиться стандартне діалогове вікно Windows для збереження файлу, у якому пропонується ім'я файлу з розширенням *.mta.

При натисканні на кнопку «Зберегти результати заїзду» 1 дані зберігаються до текстового файлу з розширенням *.txt.

При натисканні на кнопку «Аналіз даних» 14 користувач переходить до відповідного діалогового вікна (мал. 3.4).

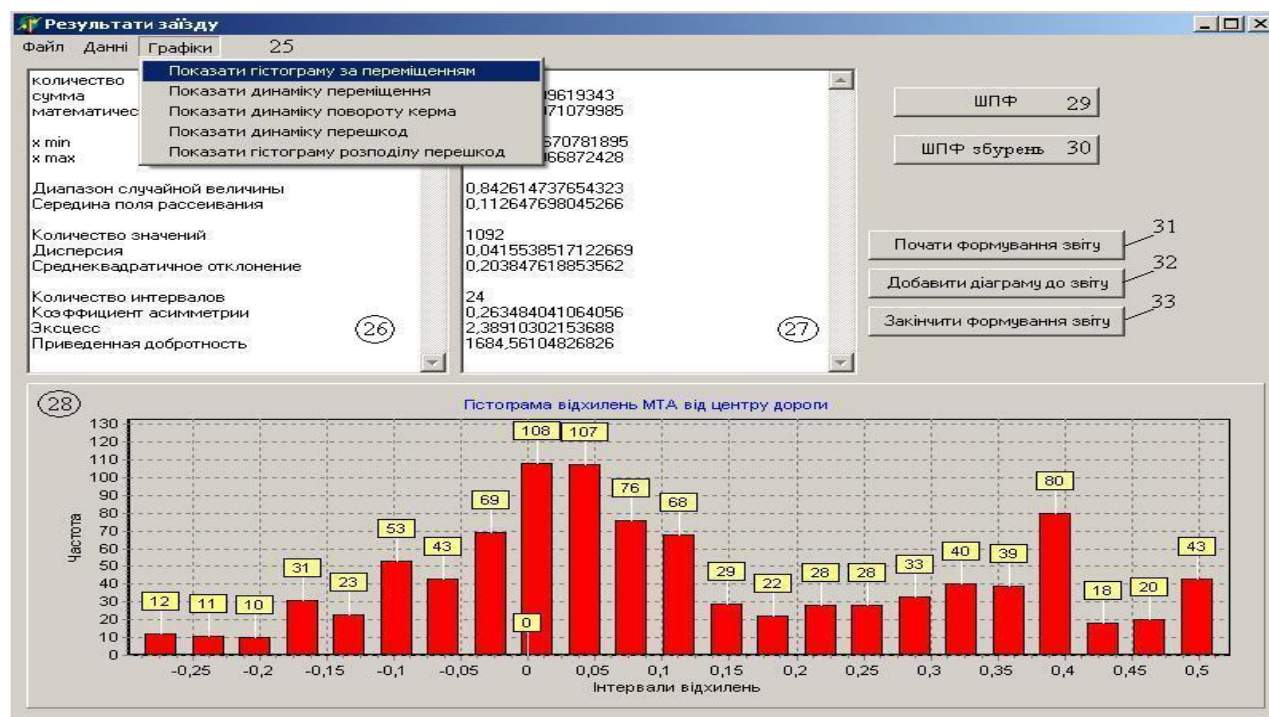


Рис. 3.4. Діалогове вікно «Результати заїзду» для формування звіту експерименту та аналізу експериментальних даних за допомогою наявних у програмі функцій

Починається обробка експериментальних даних з відкриття файлу: у верхньому меню 25 вибрати **Файл**→**Відкрити**. З'являється стандартне діалогове вікно Windows для пошуку необхідного файлу. При виборі файлу він завантажується в пам'ять ЕОМ.

Для відображення форми розподілу експериментальних даних необхідно у верхньому меню 25 «Графіки» згорнути пункт «Показати гістограму за переміщенням». У даному випадку у відповідних текстових полях 26 та 27 з'явиться інформація відносно характеристик експериментальних даних, також у полі 28

автоматично буде побудований відповідний графік, котрий обрано у верхньому меню «Графіки».

Формування звіту виконується таким чином:

1. Отримати характеристики експериментальних даних, за приведеним вище алгоритмом;
2. «Почати формування звіту» 31;
3. При необхідності вставити у звіт певну діаграму – натиснути «Добавити діаграму до звіту» 32;
4. За необхідністю, продовжити вибір діаграм з верхнього меню «Графіки»;
5. Формування звіту закінчено – натиснути «Закінчити формування звіту» 33.
6. Якщо виконано все вірно, то з'явиться повідомлення про місце розташування та ім'я файлу.
7. При необхідності складання ще одного звіту необхідно перейменувати попередній. У протилежному випадку новий звіт замінить старий, без можливості повернення.

3.3 Фактори інформаційного навантаження оператора

До цього ми розглянули стійкість руху МТА відносно двох параметрів швидкості руху (V) та кута повороту рульового колеса (ω). Однак, якщо її розглядати лише відносно (V) та (ω) то задача стає надзвичайно вузькою і проблема може бути вирішена якщо ми зможемо використовувати «ідеальний регулятор», який зможе вчасно відреагувати на кінематичні наслідки будь-якого збурюючого впливу [45].

Для того, щоб виконувати всю необхідну роботу, оператору необхідно в першу чергу отримувати постійно інформацію з усіх ланок технологічного процесу. Людина-оператор може отримувати інформацію за допомогою наступних органів

відчуття – зору та слуху, відчування на дотик, вестибулярного апарату, а також обоняння [13].

Відомо, що крізь зоровий канал людина отримує приблизно 90% інформації відносно оточуючої обстановки. Оператор, який керує сільськогосподарським агрегатом, знаходиться у дуже складному зоровому становищі: йому необхідно виконувати велику кількість дій в кабіні, також слідкувати за нерухомими об'єктами та предметами які рухаються, а також за рядками рослин, під час міжрядної обробки, щоб не травмувати їх робочими органами, що рухаються [26, 27].

У реальній „людино-машинній” системі водій не являє собою ідеальний регулятор. Він може звернути увагу на відхилення керуючого впливу від норми лише у тому випадку, якщо його значення перевищить межу чутливості психічних та фізичних властивостей самої людини, які в свою чергу залежать від багатьох факторів. Після визначення відхилень настає час, необхідний для прийняття рішення. Прийняте рішення виконується цілим комплексом керуючих впливів водія і на них також необхідний час [21].

Таблиця 3.1

Показники інформаційного навантаження оператора

Показник	Зміст показника	Позначення	Гранично допустиме значення
Коефіцієнт завантаження	Відносне значення часу, яке потрібне оператору для керування	$\eta = \frac{\tau_p}{T_{заг}}$	0,75
Період зайнятості	Час безперервної роботи	$T_{зан}$	15 хв
Коефіцієнт черги	Відносна кількість сигналів, оброблених оператором в умовах черги на обслуговування	$\rho = \frac{N_0}{N}$	0,4
Довжина черги сигналів	Кількість сигналів, які одночасно вимагають уваги оператора	K	3
Час очікування початку обробки	Поява дефіциту часу в роботі оператора	$\tau_{оч}$	$\tau_{пр.доп.} - \tau_{оп}$
Швидкість надходження інформації	Кількість інформації в одиницю часу	$V_{оп}$	2-4

Позначення прийняті в таблиці 3.1 [21]:

τ_p – загальний час, порогом якого оператор зайнятий обробкою інформації;

$T_{заг}$ – загальна тривалість роботи оператора;

N_o – кількість сигналів, оброблених оператором в умовах черги на обслуговування;

N – загальна кількість сигналів;

$\tau_{пр.доп}$ – припустимий час перебування інформації в операторі;

$\tau_{оп}$ – час обробки сигналу оператором.

Виходячи з зазначеного можливо сказати, що водій може запізнюватися із відповідним впливом (час запізнювання може складати 0,2-1,5 с), а часом навіть робити помилки в керуванні. Тому у випадках, якщо кваліфікації оператора може виявитися недостатньо, і це призведе до стресової ситуації, додаткові вимоги необхідно застосовувати до конструкції самої машини. Це призведе до того, що водій буде позбавлений додаткової роботи з корегування збурюючих впливів, і обсяг його роботи значно зменшиться. Керованість машини поліпшиться, а час реакції зменшиться [21, 22, 26].

Таким чином можемо зробити висновок, що інформаційне перенавантаження буде відсутнє, якщо фактичні показники роботи оператора не будуть перевищувати допустимі, тобто:

$$X_i \leq X_{i\text{доп}}, \quad (3.1)$$

де X_i – фактичне значення показника;

$X_{i\text{доп}}$ – гранично допустиме значення показника, визначене на обґрунтування аналізу психологічних та фізіологічних закономірностей діяльності оператора.

Для досягнення найбільшої продуктивності та кращої якості роботи МТА необхідно підтримувати в експлуатаційних умовах (краще за все автоматично)

оптимальні режими роботи, обумовлені енергетичними та технологічними можливостями МТА.

Виходячи з вищесказаного, можна зробити висновок, що під час роботи оператор в „людино-машинній” системі виконує дуже великий обсяг роботи, тому для підвищення продуктивності праці та полегшення фізичного та психологічного навантаження на нього необхідно розробити такий механізм, який би відповідав усім поставленим вимогам.

3.4 Рульові механізми із постійною чутливістю

Розглянувши існуючі конструкції рульових керувань [1-6, 28-33] можна зробити висновок, що жодне з них не може повністю розв’язати технічне протиріччя між маневреністю колісної машини та її керованістю - на підвищених швидкостях необхідна знижена чутливість рульового керування, а при маневруванні навпаки підвищена [7, 8, 15-17, 70-76].

Відомо, що колісне шасі із традиційним рульовим керуванням як об’єкт керування являє собою інтегратор зі змінними параметрами. Поворот МТА на місцевості є результат нагромадження в міру повздовжнього переміщення. Це породжує суперечливість процесу керування на різних швидкостях руху. При маневруванні на малих швидкостях (до 10 км/год), чутливість рульового керування (ξ) – недостатня, а на великих швидкостях (ξ) – надлишкова.

Відзначимо, що під чутливістю мається на увазі інтенсивність відгуку об’єкта керування на одиничний керуючий вплив. Для керування напрямком руху транспортного засобу чутливість рульового керування ξ є відношення зміни кутової швидкості машини до кута повороту керма, що його викликало.

У рамках існуючих механічних схем кермових приводів чутливість задається передатним відношенням рульового керування W як правило незмінним ($W = \text{const}$) (Передатне відношення це відношення кута повороту керма до кута повороту керованих коліс шасі).

Для зручності при маневруванні передаточне відношення бажано знизити, а в транспортному (швидкісному) - підвищити.

Відомо, що тихохідні машини мають передаточне відношення рульового керування - 4...6, а у швидкісних автомобілів до 30. При проектуванні рульового керування передаточне відношення вибирається досить великим, щоб забезпечити стійкість руху на підвищених швидкостях, а це приводить до незручностей при маневруванні.

Широко відомі спроби непрямого подолання цього технічного протиріччя в рамках механічних схем. Наприклад технічні рішення, в основі яких лежить введення не лінійності в кінематику кермового привода. У межах малих відхилень керованих коліс від нейтрального положення призначається велике передаточне відношення, тому що це характерно для швидкісних режимів. Більші відхилення керованих коліс характерні для маневрування, тому з ростом цієї величини передаточне відношення знижується. Однак не можна не відзначити, що такий підхід не знімає повністю суті технічного протиріччя, в основі якого лежить лінійна залежність чутливості від швидкості руху.

Кардинальне поліпшення керованості машин можливо на основі використання сучасних досягнень автоматички. Таким чином, пропонується варіант рульового привода, який забезпечує високу керованість транспортних засобів на всіх швидкісних режимах. (рис. 3.5)

Варіанти виконання підсумовуючого механізму відомі [60, 22]: Для важких машин можна використовувати двоконтурне об'ємно-гідравлічне рульове керування з вільним золотником [85]. Для цього, насос дозатор сервоприводу, підключається паралельно до основного насоса дозатора.

Для легких колісних машин кращою є рульова колонка з диференціалом [93, 97].

Функціональне призначення суматора складати керуючий вплив (поворот керма) і коригування (від сервопривода) з метою забезпечення необхідного передаточного відношення рульового привода.

У структуру кермового привода входять такі пристрої:

- підсумовуючий механізм (Σ_M);
- сервопривод з мікропроцесорним керуванням;
- вимірювальні перетворювачі повороту керма (ВП1) і швидкості транспортного засобу (ВП2).

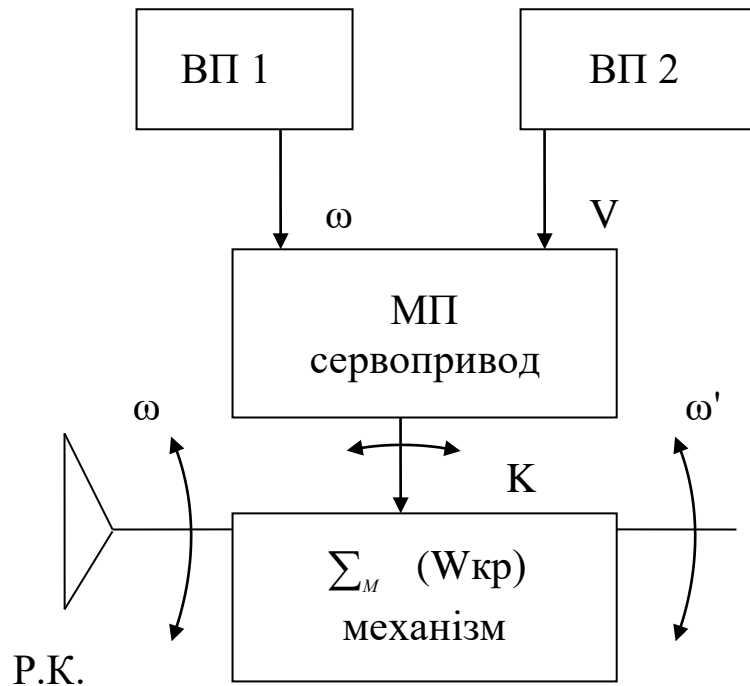


Рис. 3.5. Структурна схема рульового приводу

Сервопривод здійснює коригувальний вплив, величина якого регламентується його мікропроцесором.

Мікропроцесор використовує інформацію про інтенсивність керуючого впливу (ВП1) і швидкості МТА (ВП2), яка надходить із відповідних вимірювальних перетворювачів.

Структура рульового приводу з таким апаратним забезпеченням дозволяє гнучко й ефективно управляти з використанням різних алгоритмів керування.

Варіант I

Діапазон швидкостей руху машини розбивається на два:

- маневрування $V \leq V_M$ де: $V_M = 1 \dots 7$ км/год швидкість маневрування;
- транспортний режим $V > V_M$.

При маневруванні сервопривод заблокований, а знижене в декілька разів передаточне відношення W забезпечує зручність керування.

У транспортному режимі мікропроцесор формує коригувальний вплив відповідно до залежності:

$$K = \omega \left(\frac{V_M}{V} - 1 \right) \quad (3.2)$$

де ω – поточне значення кутової швидкості повороту керма (ВП1);

V – поточне значення швидкості машини (ВП2);

V_M – const прийняте значення межі швидкості при маневруванні.

Після введення корекції підсумовуючий механізм знижує величину керуючого впливу і ефективне значення передатного відношення лінійно зростає.

При цьому чутливість рульового керування (ξ - const) постійна.

$$\begin{cases} \omega' = \omega \frac{V_i}{V}, \\ W' = W \frac{V}{V_i} \end{cases} \quad (3.2)$$

Варіант II

У цьому випадку сервопривод працює на всьому діапазоні швидкостей. При цьому залежність величини корекції мікропроцесор розраховує наступним чином:

$$K = \omega \left(\frac{V_o}{V_o + V} - 1 \right), \quad (3.3)$$

де V_o – середнє значення швидкісного діапазону транспортного засобу (const).

Відповідно:

$$\begin{cases} \omega' = \omega \frac{V_o}{V_o + V} \\ W' = W \left(1 + \frac{V}{V_o} \right) \end{cases}, \quad (3.4)$$

Характер залежності параметрів W' і ξ у цьому випадку представлено на рис. 3.7.

В результаті це дозволить:

1. Запропоноване технічне рішення дозволяє забезпечити зручність при маневруванні й стійкість керування на швидкісних режимах руху транспортного засобу.
2. Гнучкість структури привода в тому, що використовуючи те саме апаратне забезпечення, можна міняти характеристики керованості системи, міняючи «віртуальну частину» (програму МП).

3.5 Рульові механізми з перемінним передаточним відношенням

У даний час пропонуються розробки, які в значній мірі можуть вирішити поставлені задачі та подолати технічне протиріччя [8-17, 81-85].

Часткове вирішення протиріччя пропонується авторами [105]. У даних випадках запропоноване вдосконалення рульових колонок транспортного засобу.

Так, наприклад, вдосконалення рульової колонки транспортного засобу, дасть змогу отримати змінне передаточне відношення рульового механізму, що призведе до поліпшення маневреності МТА. Пристрій працює таким чином. При повороті рульового колеса в межах кута α передача повороту відбувається через рульовий вал, планетарний редуктор і рульовий механізм. Це забезпечує збільшене передаточне відношення, так як при цьому передача відбувається з використанням передаточних чисел і редуктора та рульового механізму разом. При повороті рульового колеса на кут більший ніж кут α штифт впирається в край паза труби, і

вал рульового колеса буде повертатись разом з коронною шестернею редуктора, тим самим блокувати роботу планетарного редуктора. При цьому передаточне число рульової колонки буде дорівнювати передаточному числу тільки рульового механізму. Але використання такої рульової колонки досить не ергономічне внаслідок того, що зміна передатного відношення відбувається ступінчасто.

У роботі [20] також наведено вдосконалення конструкції рульової колонки транспортного засобу з метою отримання перемінного передаточного відношення рульового механізму. У цьому випадку рульову колонку додатково облаштовують диференціальним механізмом, кроковим двигуном, вимірювальними перетворювачами, які необхідні для отримання інформації відносно швидкості руху та кута повороту рульового колеса і передачі її до мікропроцесорного сервоприводу. Конструкція працює наступним чином: під час руху транспортного засобу, при обертанні рульового колеса відбувається обертання рульового валу, шестерень диференціала разом з корпусом диференціала, який поєднаний з валом приводу виконавчого механізму. Якщо виконувати маневрувальні або корегувальні дії то до роботи включаються вимірювальні перетворювачі, які надають інформацію до мікропроцесорного сервоприводу. Той, у свою чергу, корегує сигнал та подає його на кроковий двигун, який через шестерні провертає корпус диференціала і вал приводу виконавчого механізму на необхідний кут.

Розробки, які наведені у [20] можна віднести до суто механічних. А в цьому випадку їх можливо використовувати лише на легких транспортних засобах, тому що вони не мають гідравлічного підсилювача.

Для вирішення питання організації двоканального рульового керування була розроблена конструкція гідрооб'ємного рульового керування з постійною чутливістю [33, 32]. Замість механічного диференціала в управлінні використовується одноконтурне гідрооб'ємне рульове управління з двома паралельно включеними насосами-дозаторами: основним і корегуючим. Це дає можливість корегувати чутливість рульового управління МТА на всіх швидкісних режимах.

Для цього додатковий насос-дозатор оснащений кроковим мікропроцесорним сервоприводом з двома вимірювальними перетворювачами, які пов'язані з рульовим валом та колесом транспортного засобу таким чином, щоб вимірювальні перетворювачі були пов'язані з мікропроцесорним сервоприводом, який керує кроковим двигуном (рис 3.6).

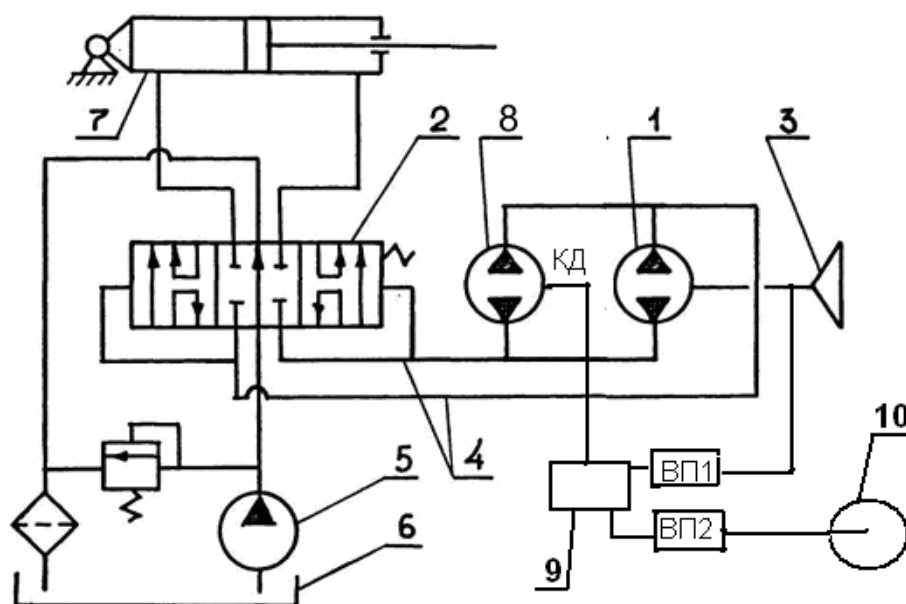


Рис. 3.6. Схема гідрооб'ємного рульового керування з постійною чутливістю

1- основний насос-дозатор, 2 – гідравлічно-керований золотник, 3 – рульове колесо, 4 – гідравлічні канали, 5 – підживлюючий насос, 6 – картер, 7 – виконавчий гідромеханізм, 8 – корегуючий насос-дозатор, 9 – мікропроцесорний сервопривод, 10 – керуюче колесо.

Керуючі впливи здійснюються основним насосом-дозатором 1 – перший канал керування. Корегуючий вплив виконує кроковий двигун мікропроцесорного сервоприводу 9 через насос-дозатор 8 – другий канал керування. Формування корегуючого впливу здійснює мікропроцесор сервоприводу, який використовує інформацію про інтенсивність керуючих впливів та швидкість руху транспортного

засобу з відповідних вимірювальних перетворювачів. Сумарний вплив підсилюється за рахунок енергії живлячого насоса 5, а потік підсилюється за допомогою гідравлічно - керованого золотника 2 і подається на виконуючий гідромеханізм 7.

3.6 Виконавчий механізм рульового керування колісного трактора

До виконавчого механізму ставиться кроковий двигун ШД-5 і насос –дозатор. Кроковий двигун одержує команду від мікропроцесора у вигляді електричних імпульсів, які провертають вал крокового двигуна та насоса на певний кут, тим самим здійснюючи корегування передаточного відношення рульового механізму.



Рис. 3.7. Виконавчий механізм рульового керування

3.7 Програма польових експериментальних досліджень

Програма експериментальних досліджень містить у собі проведення робіт для виконання наступних завдань:

1. Розробка й виготовлення апаратури для визначення керованості колісного трактора, що дозволяє робити лабораторні та польові вимірювання кута повороту рульового колеса і швидкості руху МТА.

2. Проведення польових вимірювань коливань кута рульового колеса та коливань курсового кута трактора МТЗ-120, що працює в агрегаті з культиватором КРН-5,6 при міжрядній обробці для різних технологічних швидкостей.

3. Формування масивів значень курсового кута та керуючих впливів по 1024 точках та підготування їх до введення в ЕОМ.

3. Математична обробка експериментальних даних з використанням пакету програм симулятора для оцінки параметрів керованості МТА.

3. Розрахунок інформаційного навантаження оператора МТА при роботі на різних швидкісних режимах.

4. Візуальне визначення прямолінійності рядків просапної культури з метою перевірки обраного фону на відповідність агрономічним вимогам.

5. Вибір оптимальної швидкості руху та передаточного числа рульового механізму МТА, який складається із трактора МТЗ-120 і культиватора КРН-5,6 при виконанні сільськогосподарської операції.

3.8 Методика проведення експерименту у польових умовах

Експериментальні дослідження проведені на тракторі МТЗ-120 із додатковими елементами рульового керування, що працює в агрегаті з культиватором КРН-5,6 на міжрядній обробці кукурудзи, яка вирощується у сільськогосподарському виробничому кооперативі ім. Фрунзе (72200, смт. Веселе, вул. Калініна, 39). Довжина, вирівненість і засміченість поля відповідають умовам, що є типовими для зони розташування господарства. Висота стебла кукурудзи становила 30-40 см.

Міжрядний обробіток кукурудзи проводився на полі, яке мало розміри 1100x800 м та на глибину 7 см, культиватор був обладнаний стрілочастими лапами,

та був відрегульований на величину теоретичної захисної зони 10 см при міжряддях 70 см.

Трактор МТЗ-120 в агрегаті з культиватором працював на швидкостях руху від 3,6 км/год до 14,4 км/год. Показники керованості починали вимірюватися після того, як МТА набуде необхідної швидкості (приблизно 10 м). Швидкість руху та інші експлуатаційно-технологічні показники машинно-тракторного агрегату визначалися й контролювалися відповідно до вимог [106, 107, 108, 109]. Величина вільного ходу рульового колеса трактора МТЗ-120 становила 12^0 , згідно діючих стандартів, більше 25^0 .

Кратність проведення експерименту становила 3 рази на кожній швидкості.

Висновки по розділу

1. Розроблена методика для дослідження «людино-машинної» системи, яка є досить складною.
2. Розроблено комп'ютерний симулятор, який дозволяє оцінювати технічні показники керованості МТА, як існуючих, так і гіпотетичних рульових керувань.
3. До проведення польового експерименту актуально провести польові випробування на комп'ютерному симуляторі, тому що натурні дослідження значно витратні.
4. Розроблений підхід дозволяє отримати достовірні оцінки керованості складної системи керування: добротність та середньоквадратичну похибку відслідковування траєкторії руху МТА залежно від його швидкості.
5. Проведені дослідження моделей рульового керування з постійною чутливістю показали значні переваги в порівнянні з традиційними, особливо на підвищених швидкостях руху МТА.
6. Алгоритм досліджень дозволяє швидко отримати оцінки керованості моделі одразу після віртуального заїзду.
7. Можна рекомендувати підняти технологічну швидкість МТА при виконанні міжрядного обробітку ґрунту до значень, які дозволяє конструкція

культиватора ($V_p=4$ м/с (14,4 км/год)), бо запас стійкості руху МТА при використанні запропонованої системи керування гарантований.

8. Маневреність дослідного зразка значно поліпшується, тому що при швидкості МТА $V=1$ м/с (3,6 км/год) передаточне відношення традиційного рульового керування $W_{тр}=12$, а передаточне відношення експериментального рульового керування $W_{екс}=2$.

4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1 Встановлення обладнання на трактор

Для проведення польових дослідів на трактор МТЗ-120 була встановлена додаткова апаратура для оцінки керованості.

Корпус приладу з гумометалевими амортизаторами був встановлений у кабіні трактора та закріплений болтами. Кроковий двигун (валкодер рис.4.4), що входить у комплект вимірювальної апаратури з механічним приводом був встановлений на рульовому колесі. На вал крокового двигуна була встановлена шестерня із кількістю зубів $Z=17$, а на рульовий вал встановлена спеціальна шестерня із кількістю зубів $Z=136$.

Для відстеження, контролю та фіксації швидкості руху МТА використовується електронний спідометр. Вимірювальні перетворювачі ВП1 та ВП2 надсилали інформацію до сервоприводу з мікропроцесорним керуванням.

4.2 Загальна характеристика апаратури

Апаратура для виміру оціночних показників керованості складається із кількох конструктивів: вимірювального перетворювача кута повороту рульового колеса ВП1, вимірювального перетворювача швидкості руху трактора ВП2, прилад, що фіксує курсовий кут трактора та інформаційно-вимірювального блоку, призначений для реєстрації й обробки сигналів, отриманих з вимірювальних перетворювачів.

Апаратура працює від бортової мережі трактора. Для живлення її основних елементів необхідна напруга 12В.

4.3 Будова та принцип дії інформаційно-вимірювального пристрою

Рідкокристалічний модуль МТ-16S2Н складається з БІС контролера керування та рідкокристалічної панелі. Контролер керування КБ1013ВГ6,

виробництва ВАТ «АНГСТРЕМ» (www.angstrem.ru), аналогічний HD44780 фірми HITACHI і KS0066 фірми SAMSUNG. Модуль зроблений із світлодіодним підсвічуванням. Зовнішній вигляд наведений на малюнку 4.5. Модуль дозволяє відображати 2 рядки по 16 символів. Символи відображаються в матриці 5x8 точок. Між символами є інтервали шириною в одну відображувану точку. Кожному відображуваному на рідкокристалічному екрані символу відповідає його код у гнізді ОЗУ модуля.

Модуль містить два види пам'яті — кодів відображуваних символів і користувацького знакогенератора, а також логіку для керування рідкокристалічною панеллю. Габаритні розміри модуля наведено на рисунку 4.2.



Рис. 4.1. Рідкокристалічний модуль МТ–16S2Н

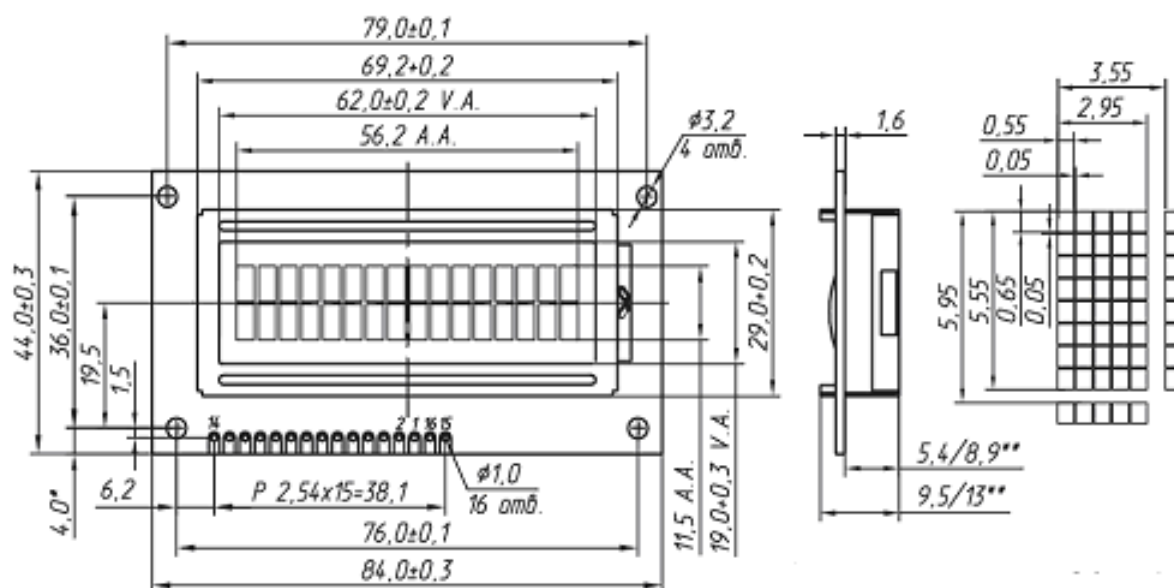


Рис. 4.2 Габаритні розміри модуля МТ–16S2Н

При цьому необхідно пам'ятати, що неприпустимий вплив статичної електрики більше 30 В.

Модуль дозволяє:

- модуль має дві сторінки, які програмно-перемикаються із вбудованим знакогенератором (алфавіти: український, білоруський, казахський і англійський);
- працювати як по 8-ми, так і по 4-х бітній шині даних (задається при ініціалізації);
- приймати команди із шини даних;
- записувати дані в ОЗУ із шини даних;
- читати дані з ОЗУ на шину даних;
- читати статус стану на шину даних ;
- запам'ятовувати до 8-ми зображень символів, що задаються користувачем;
- виводити миготливий (або не миготливий) курсор двох типів;
- управляти контрастністю та підсвічуванням.

4.4 Вимірювальні перетворювачі та їх застосування

Пропонується використовувати в якості вимірювального перетворювача кроковий двигун із значенням шагу $1,8^\circ$.

Двигун має дві обмотки. Під час обертання валу на виводах цих обмоток будуть з'являтися імпульси, які здвинуті по фазі, і які можливо підсилити до рівня логічної "1". Для цього пропонується розроблена схема (рис. 4.4).

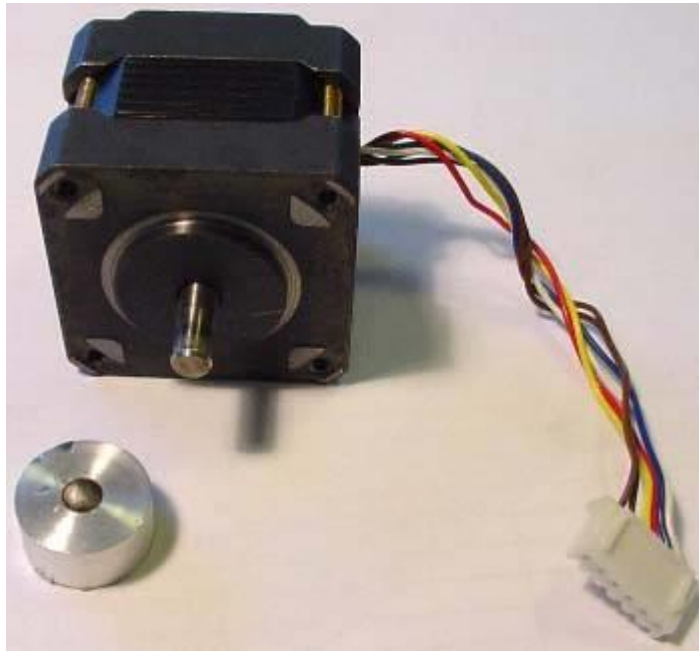


Рис 4.3. Вимірювальний перетворювач (кроковий двигун, валкодер)

Двигун має дві обмотки. При обертанні вала на виводах цих обмоток з'являються імпульси, зміщені по фазі, які можна підсилити до рівня логічної "1". Для цього пропонується наступна схема:

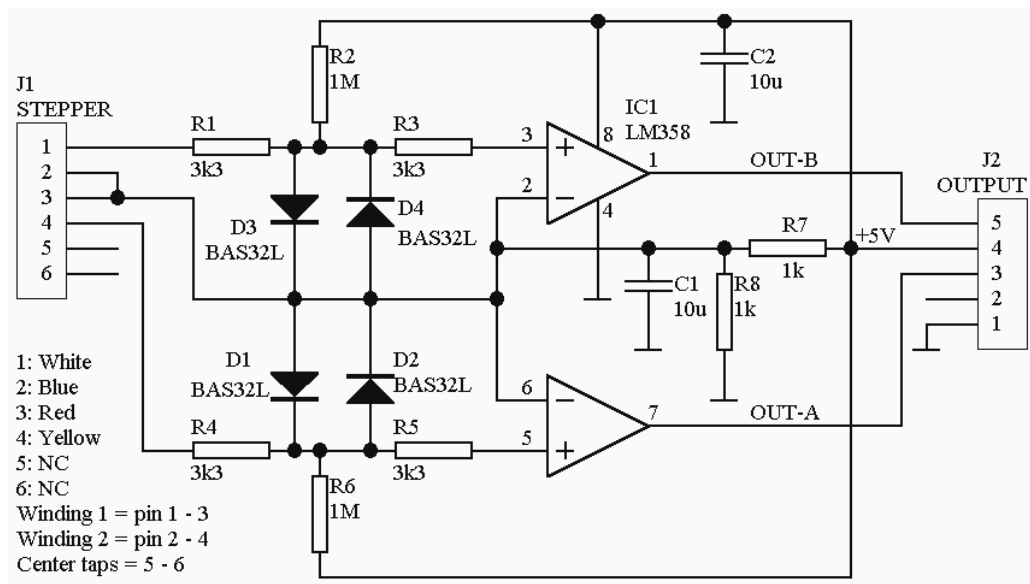


Рис. 4.4. Схема підключення крокового двигуна

4.5 Обчислювальна апаратура

До даного виду апаратури відноситься сервопривод з мікропроцесорним керуванням, основним призначенням якого є корегування кута повороту керуючих коліс, відповідно до сигналів які надходять із вимірювальних перетворювачів ВП1 і ВП2 (рис.3.5). Після одержання сигналів сервопривод робить коригуючий вплив відповідно до розрахунків мікропроцесора.



Рис. 4.5. Модуль для введення та обробки інформації

4.6 Встановлення апаратури для проведення вимірювання оціночних показників керованості на трактор

Корпус приладу оснащений гумометалевими амортизаторами, встановлюється в кабіні трактора й закріплюється болтами. Для цього в підлозі кабіни необхідно просвердлити 2 отвори. На тракторі МТЗ-120 прилад встановлюється на підлозі праворуч між панеллю керування і бічною стінкою кабіни.

Вимірювальний перетворювач ВПІ має механічний привод і встановлюється на рульовому колесі. Для здійснення зв'язку на приводному валу рульової колонки та на вимірювальному перетворювачі встановлюються спеціальні шестерні з передатним відношенням 8.

Апаратуру, яку використовують для введення, реєстрації та контролю параметрів, необхідно розташувати так, щоб оператору було зручно візуально контролювати процес.

4.7 Прилад, який фіксує положення трактора під час виконання технологічних операцій

На рис.4.6 показані основні елементи датчика кутової швидкості, що став у цей час одним із найбільш розповсюджених авіакосмічних приладів [128, 129]. Саме цей прилад використовується як датчик, який контролює кут повороту поздовжньої осі колісної машини.

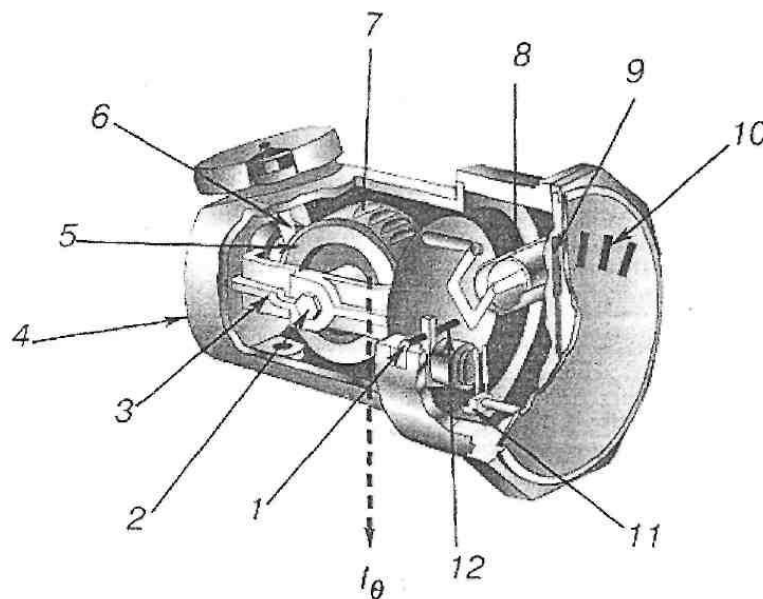


Рис. 4.6. Датчик кутової швидкості (напівгірокомпас) - авіаційний прилад із двоступеневим гіроскопом: 1 - регулювання протидіючої пружини; 2- вісь власного обертання ротора; 3- рамка; 4- корпус; 5- ротор; 6- повітряне сопло; 7- турбінний обід ротора; 8- демпфер рамки; 9- стрілка; 10- шкала; 11- вказуюча система; 12- протидіюча пружина.

Для гасіння вихідного моменту сили щодо осі двоступеневого гіровузла можна використовувати в'язкісне демпфування. Кінематична схема такого механізму представлена на рис. 4.7. Коли він обертається з постійною кутовою швидкістю навколо вхідної осі, вихідний момент гіровузла змушує рамку прецісіювати навколо вихідної осі. За винятком ефектів інерційної реакції (з інерцією рамки пов'язане в основному лише деяке запізнювання відгуку) цей момент урівноважується моментом сил в'язкісного опору, створюваним демпфером. Момент демпфера пропорційний кутовій швидкості обертання рамки щодо корпусу, так що вихідний момент гіровузла теж пропорційний цій кутовій швидкості. Оскільки цей вихідний момент пропорційний вхідній кутовій швидкості (при малих вихідних кутах рамки), вихідний кут рамки збільшується в міру того, як корпус повертається навколо вхідної осі. Стрілка, що рухається по шкалі (рис.4.7) вказує кут повороту рамки. Показання пропорційні інтегралу кутової швидкості обертання щодо вхідної осі в інерційному просторі, і тому обладнання називається інтегруючим двоступеневим гірочдатчиком.

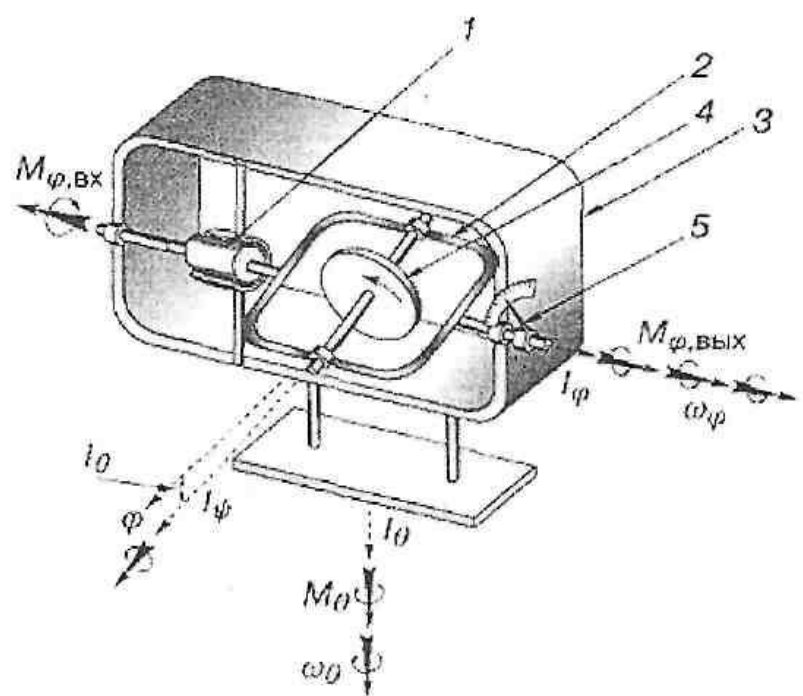


Рис. 4.7. В'язкісне демпфування двоступеневого гіроскопа

4.8 Проведення експерименту в лабораторних умовах

Експеримент виконується на комп'ютерному симуляторі, який дає змогу провести дослідження у повному обсязі, а також з урахуванням агротехнічних вимог. Після завершення віртуального заїзду результати обробляються вбудованими у симулятор програмами і виводяться у наступному вигляді:

Тип рульового керування -	постійної чутливості;
Величина перешкод:	2
Довжина колісної бази, м.:	2750
Передатне відношення керма	2 – 19
Кількість експериментальних точок, шт.:	1024
Дисперсія:	5,30043844722863E-5
Середнє квадратичне відхилення, м.:	0,012528041100984596
Коефіцієнт асиметрії:	2,11890430213473
Екссес:	8,46024030617446
Добротність, с ⁻¹ :	80,365990913745743

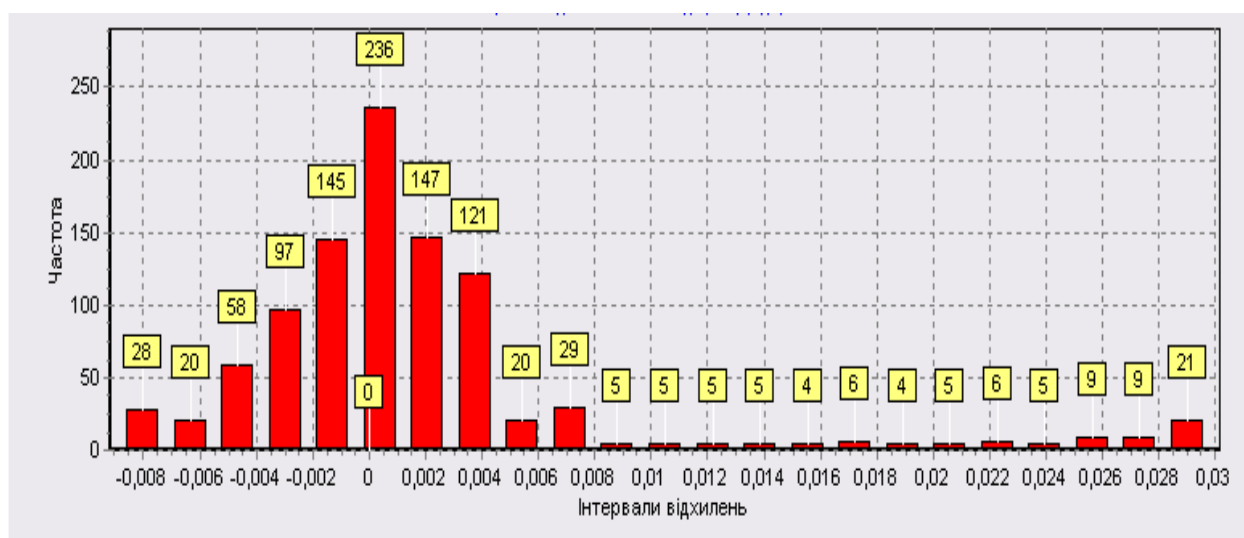


Рис. 4.8. Гістограма вихідного відклику відхилень від середини дороги

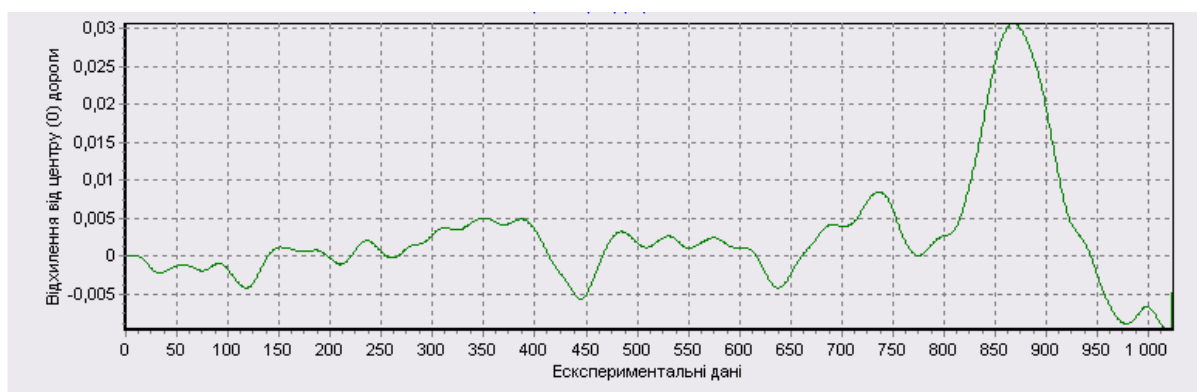


Рис. 4.9. Траєкторія руху МТА

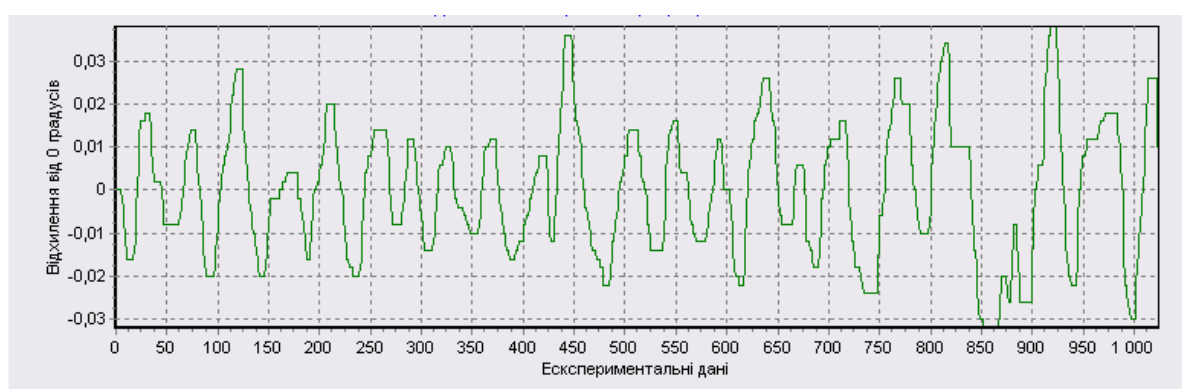


Рис. 4.10. Динаміка повороту керма МТА

Аналогічно виконуються заїзди на різних швидкісних режимах і результати заносяться до таблиці 4.1.

Таблиця 4.1

Результати імітаційного моделювання

Швидкість руху МТА м/с , (км/год)	Добротність, с ⁻¹ / Середньоквадратичне відхилення, м							
	МТА з традиційним рульовим керуванням				МТА з адаптивним рульовим керуванням			
	1	2	3	Середнє арифметичне	1	2	3	Середнє арифметичне
1 (3,6)	150/0,016	148/0,014	149/0,015	149/0,015	161/0,009	158/0,010	159/0,011	159/0,010
2 (7,2)	85/0,034	81/0,033	86/0,038	84/0,035	123/0,016	124/0,017	128/0,015	125/0,016
3 (10,8)	64/0,070	62/0,074	63/0,069	63/0,071	122/0,021	125/0,023	122/0,019	123/0,021
4 (14,4)	49/0,088	51/0,104	53/0,096	51/0,096	119/0,023	121/0,025	122/0,024	121/0,024

На підставі експериментальних даних були побудовані графіки добротності процесу руху МТА рис.4.11 залежно від швидкості його руху.

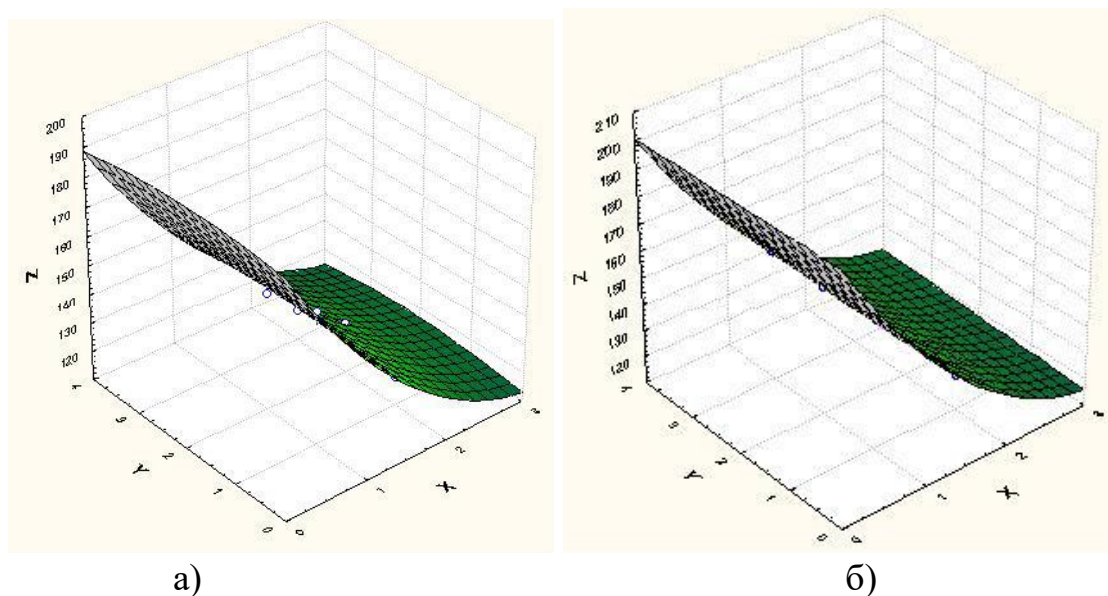


Рис.4.11. Добротність процесу руху МТА залежно від швидкості:

а) традиційне рульове керування; б) рульове керування постійної чутливості

4.9 Проведення експерименту у польових умовах

При розрахунку основних параметрів кутового переміщення керма й швидкості руху трактор МТЗ-120, який працює в агрегаті із культиватором КРН-5,6 використані рекомендації, викладені в [34-37, 41-44, 67-69, 86-92, 94-96, 98-104].

Для проведення експерименту були обрані наступні умови руху МТА:

- швидкість руху МТА, м/с – від 1 до 4 (3,6 – 14,4 км/год);
- передатне відношення рульового механізму 2 – 8;
- кратність повторювань кожного заїзду – 3.

Результати кожного заїзду фіксуються ЕОМ та виводяться у наступній формі:

Тип рульового керування:	постійної чутливості
Величина перешкод:	2
Довжина колісної бази, м:	2750
Передатне відношення керма:	12
Кількість експериментальних точок, шт:	1024
Дисперсія:	1,85741986833043E-6
Середнє квадратичне відхилення:	0,0186287191926844
Коефіцієнт асиметрії:	-0,273005879932086
Екссес:	2,32932922884906
приведена добротність, с ⁻¹ :	53,8381233586602

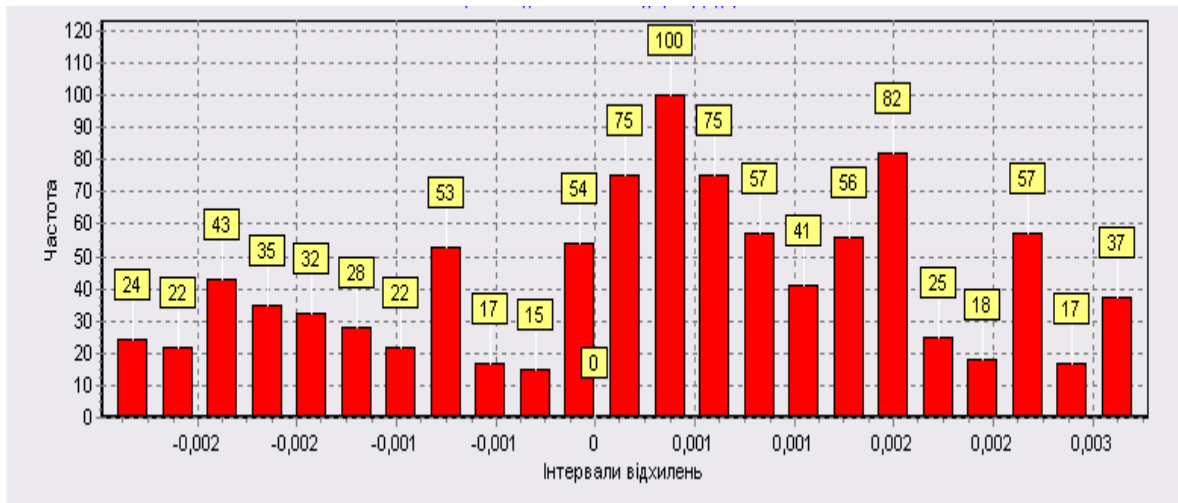


Рис. 4.12. Гістограма вихідного відклику відхилень від середини дороги

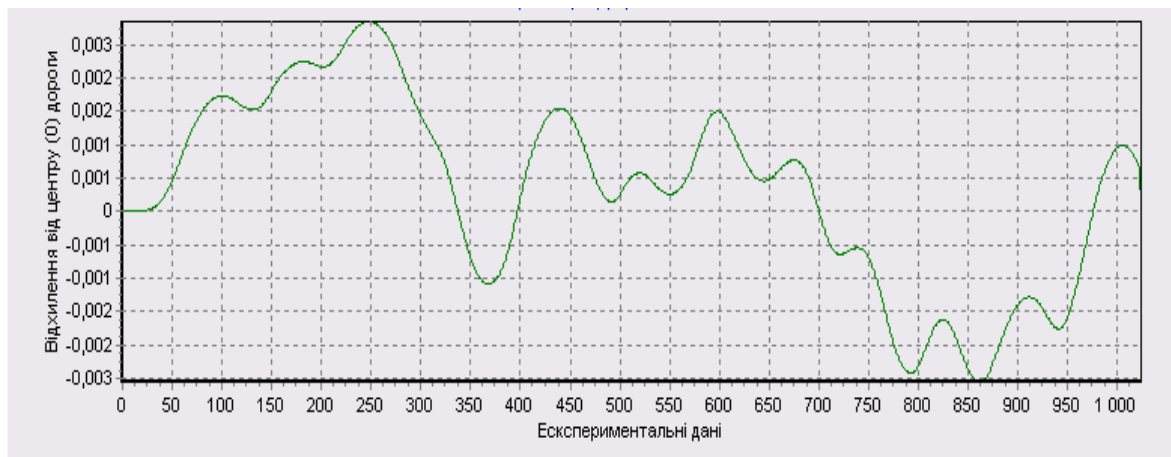


Рис. 4.13. Траєкторія руху МТА

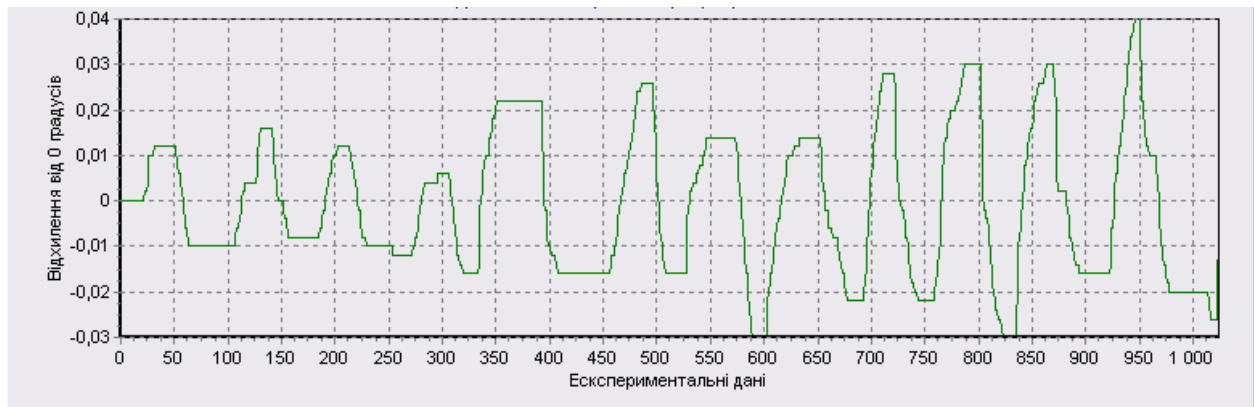


Рис. 4.14. Динаміка повороту керма МТА

Аналогічно виконуються заїзди на різних швидкісних режимах з використанням традиційного та адаптивного рульових керувань.

Порівняння результатів польового експерименту міжрядного обробітку при використанні МТА зі стандартним рульовим механізмом та МТА, в якому використане адаптивне рульове керування наведено в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2

Результати польових досліджень

Швидкість руху МТА м/с, (км/год)	Добротність, с ⁻¹ / Середньоквадратичне відхилення, м							
	МТА з традиційним рульовим керуванням				МТА з адаптивним рульовим керуванням			
	1	2	3	Середнє арифметичне	1	2	3	Середнє арифметичне
1 (3,6)	146/0,019	144/0,014	147/0,017	146/0,016	156/0,0125	151/0,012	155/0,01	154/0,011
2 (7,2)	84/0,039	79/0,033	81/0,035	82/0,036	120/0,019	128/0,017	121/0,018	123/0,018
3 (10,8)	61/0,081	57/0,071	56/0,068	58/0,073	122/0,025	118/0,023	121/0,025	120/0,024
4 (14,4)	45/0,093	49/0,111	50/0,105	48/0,103	116/0,026	120/0,026	117/0,026	118/0,026

На підставі експериментальних даних були побудовані графіки добротності руху МТА (рис. 4.15) залежно від швидкості його руху.

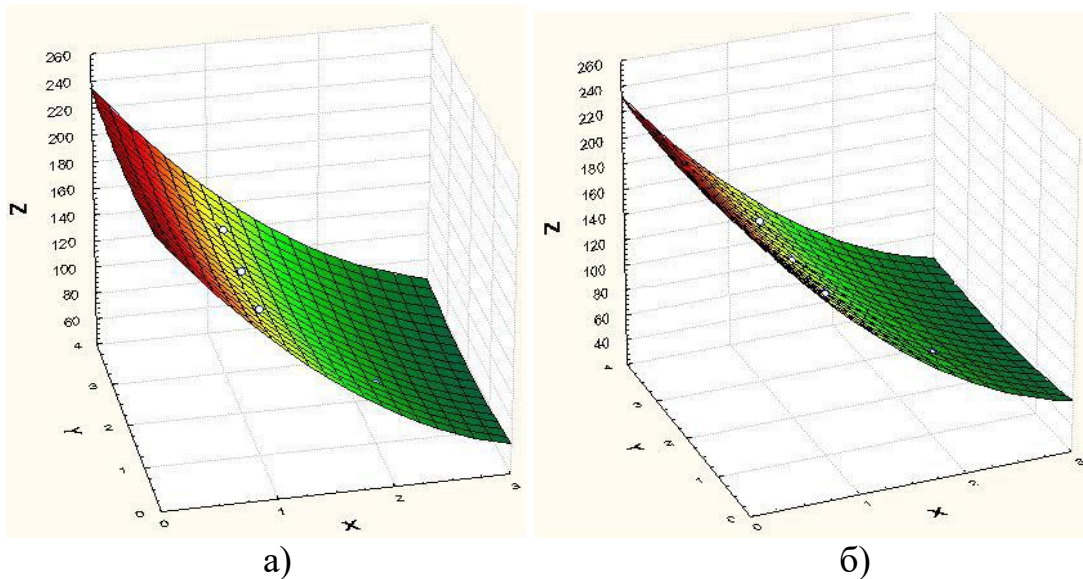


Рис. 4.15. Добротність процесу руху МТА залежно від швидкості:
а) традиційне рульове керування; б) рульове керування постійної чутливості

4.10 Визначення адекватності моделі

Використовуючи рівняння 4.1 розраховується середня помилка експерименту δ :

$$\delta = \frac{\sum_{i=1}^n (\tilde{y}_i - y_i)}{n}, \quad (4.1)$$

де y та y_i – відповідно, результат отриманий під час лабораторного та польового експерименту;

n – кількість експериментів.

Для порівняння результатів, отриманих лабораторним шляхом та під час польового експерименту, проведено накладання графіків (рис.4.16) та визначення похибки експерименту.

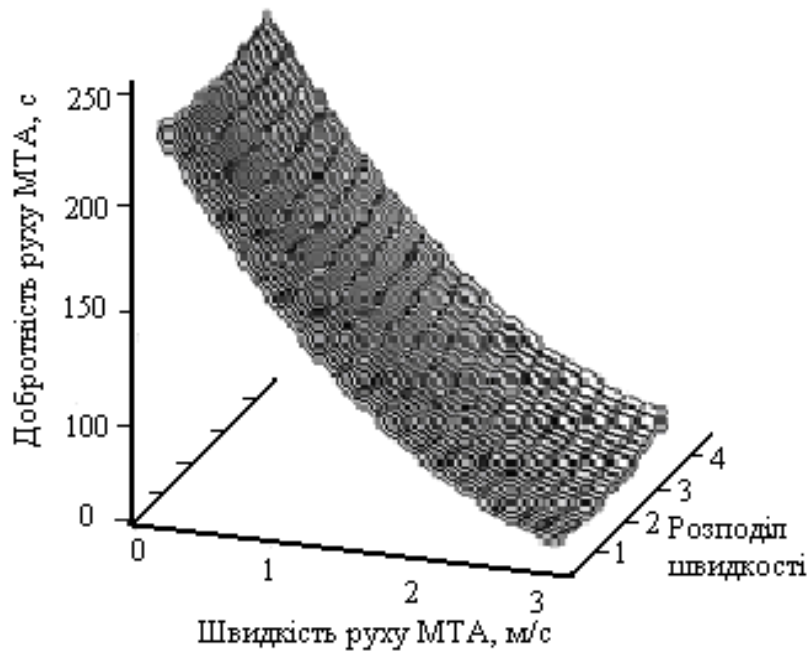


Рис. 4.16. Порівняння результатів імітаційного моделювання з польовим експериментом при використанні традиційного рульового керування

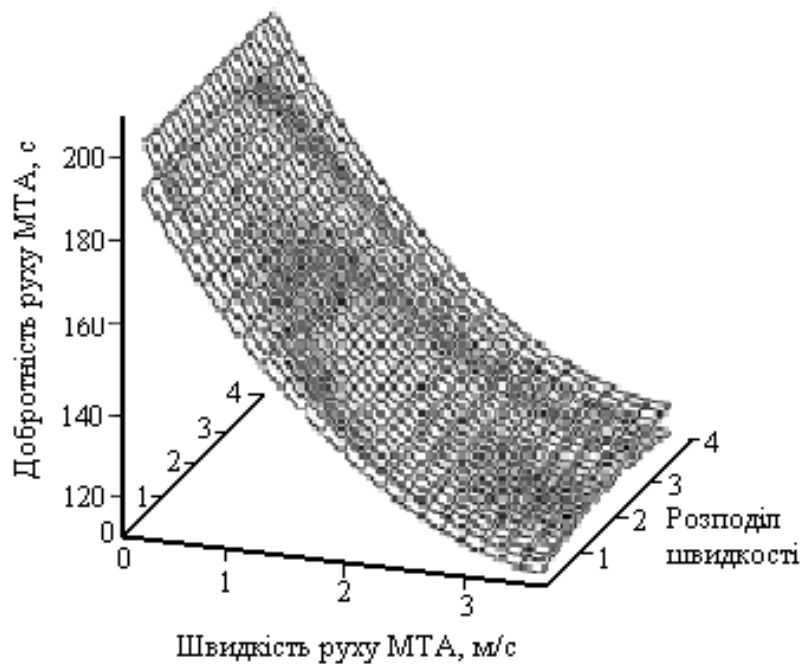


Рис. 4.17. Порівняння результатів імітаційного моделювання з польовим експериментом при використанні адаптивного рульового керування

Внаслідок проведених розрахунків встановлено, що залежності протікання процесу керування транспортним засобом є подібними. Ступінь співпадання даних, отриманих за допомогою імітаційного моделювання та даних, які отримані під час

польового експерименту складає 92-98 %. Високий відсоток свідчить про добру відтворюваність процесу керування транспортним засобом під час виконання сільськогосподарських технологічних операцій, а різниця у відсотках присутня внаслідок того, що були прийняті деякі припущення.

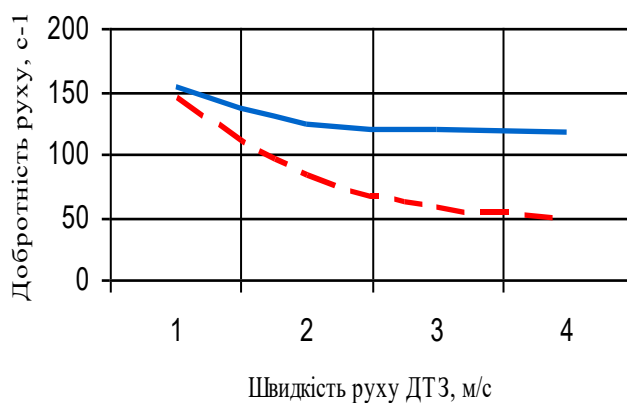


Рис. 4.18. Залежність добротності від швидкості руху МТА

- при використанні адаптивного рульового керування;
- - при використанні традиційного рульового керування.

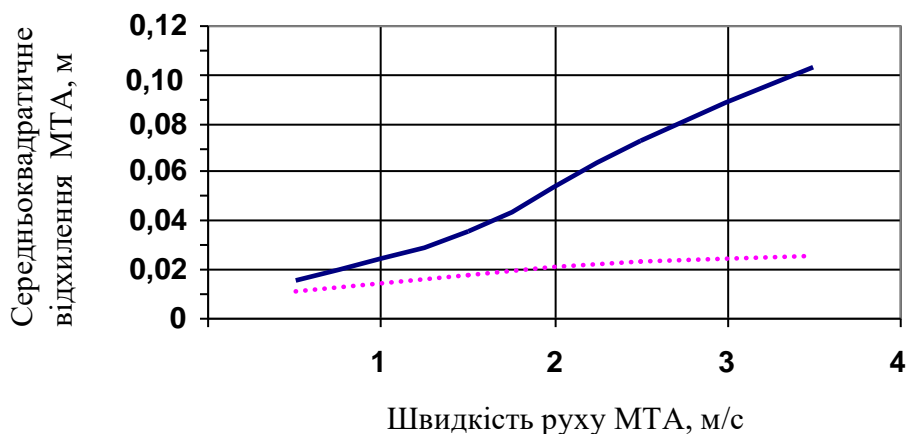


Рис. 4.19. Середньоквадратичне відхилення МТА від базової лінії

- адаптивне рульове керування, м;
- традиційне рульове керування, м.

Висновки по розділу

1. Керованість дослідного зразка значно поліпшується, тому що при швидкості МТА $V=1$ м/с (3,6 км/год) передаточне відношення традиційного рульового керування $W_{тр}=12$, а передаточне відношення експериментального рульового керування $W_{екс}=2$.

2. Вдалося дослідити, що добротність експериментального рульового керування при невеликих швидкостях руху ($V=1-3$ м/с) спочатку підвищується, а при досягненні технологічної швидкості $V=4$ м/с стає постійною. При використанні традиційного рульового керування із підвищенням швидкості добротність, значно погіршується і знаходиться в обернено пропорційному зв'язку зі швидкістю руху МТА.

3. Добротність експериментального зразка рульового керування перевищує добротність традиційного на технологічній швидкості $V=4$ м/с приблизно у 5 разів і складає $D_{екс}=154$ с⁻¹, $D_{тр}=39$ с⁻¹.

4. Встановлено, що при малих швидкостях руху МТА ($V=1-1,5$ м/с) похибку складно відслідкувати, тому що вона для обох типів рульового керування приблизно однакова, але із збільшенням швидкості руху вона значно зростає для традиційного рульового керування $\sigma_1=0,103$ см і незначно для експериментального $\sigma_2=0,026$ см.

5. Використання адаптивного рульового керування має значну перевагу над традиційним рульовим керуванням, особливо на підвищених швидкостях руху, має запас стійкості керованого руху та забезпечує зручність маневрування, що значно підвищує продуктивність роботи МТА.

5. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

5.1 Загальні положення

Визначення ефективності витрат на наукове дослідження, розробку та впровадження системи рульового керування МТА з постійною чутливістю, призначено для об'єктивної та достовірної оцінки прикладної науково-технічної розробки, як потенційної інновації на всіх стадіях її життєвого циклу.

Визначення ефективності витрат здійснюється на підставі спільного наказу Міністерства економіки та з питань європейської інтеграції України та Міністерства фінансів України від 25 вересня 2001 року, №218/466.

Результати визначення ефективності науково-дослідних і науково-конструкторських робіт (НДДКР) використовуються для визначення фактичної економічної ефективності використання рульового керування транспортного засобу з постійною чутливістю у виробництві, у тому числі впливу на соціально-економічний стан сільськогосподарських суб'єктів та економіку країни. В умовах ринкової економіки розширюється діапазон оцінки ефективності науково-технічних розробок, а отже, збільшується кількість основних видів ефективності НДДКР, які можуть бути визначені з метою цієї оцінки. До них належать:

науково-технічний ефект. Стосовно технологічних розробок – це підвищення науково-технічного рівня, поліпшення параметрів техніки і технологій, що є наслідком відкриття нових законів та закономірностей у природі, а отже, і нових технологічних засобів виробництва речовин, матеріалів та видів продукції;

економічний ефект полягає в отриманні економічних результатів від науково-технічних розробок як для народного господарства загалом, так і для кожного виробничого суб'єкта. Економічна ефективність проектів науково-технічних розробок за відповідною системою показників має відображати інтереси економіки

країни в цілому, а також регіонів, галузей, організацій і підприємств, що беруть участь у реалізації технологічних нововведень;

соціальний ефект, що відображає зміни умов діяльності людини в суспільстві. Його вияв спостерігається в змінах характеру та умов праці, підвищення життєвого рівня населення, поліпшення його побутових умов, розширення можливостей духовного розвитку особистості, у змінах стану довкілля.

Інвестиціями був охоплений виробничий цикл створення системи рульового керування транспортного засобу з постійною чутливістю. Джерелом фінансування науково-технічної розробки визначено залучені кошти із внутрішніх та зовнішніх джерел, що виділялися сільськогосподарським виробничим підприємством. Ключовими показниками інвестування є потенціальні зміни в грошових потоках замовника, дохідність та ризику інвестування.

Економічна ефективність результатів дослідження виконувались на технологічній операції – другий міжрядний обробіток кукурудзи, площею 170 га, що відповідає нормативному річному навантаженню на один культиватор КРН-5,6, врожайність кукурудзи в дослідному господарстві складала 2,27 т/га. Собівартість однієї тони кукурудзи складала 3250 грн. Витрати на культивацію, згідно з технологічними картами, складала 2,65 відсотка від собівартості продукції. Таким чином, в існуючій ситуації експлуатаційні витрати складають 86,1 грн/т.

Загальна сума експлуатаційних витрат на другий міжрядний обробіток кукурудзи в існуючому і в проєктному варіанті залишиться незмінною і дорівнює 4554 грн.

Додаткова вартість експериментального обладнання а також програмного забезпечення для двоканального рульового керування складає 65613,3 грн., і воно надає можливість отримати додаткову врожайність кукурудзи в обсязі 0,19 т/га, що дозволить отримати врожайність в розмірі 2,46 т/га.

5.2 Оцінка науково-технічної ефективності

Науково-технічна ефективність запропонованої системи рульового керування транспортного засобу з постійною чутливістю визначається в комплексі з оцінкою їх економічної та соціальної ефективності за допомогою показників науково-технічного рівня [54-66].

Науково-технічний рівень результатів наукових досліджень визначають за ознаками, які порівнюють, у тому числі і з вітчизняними аналогами, що дозволяє виявити, наскільки ці результати:

- перевищують кращі світові аналоги;
- відповідають світовому рівню;
- є нижчими за кращі світові аналоги.

Оцінки науково-технічного рівня системи рульового керування транспортного засобу з постійною чутливістю наведені в таблиці 5.1.

Індекс науково-технічного ефекту (НТЕ) результатів НДДКР визначається наступним чином:

$$I_{НТЕ} = \sum_{j=1}^4 ОП \cdot K_B, \quad (5.1)$$

де $I_{НТЕ}$ – індекс НТЕ;

$ОП$ – рівень ознаки показника НТЕ, бал;

K_B – коефіцієнт важливості j -го показника НТЕ;

j – кількість показників НТЕ.

Технічні параметри науково-технічного рівня результатів НДДКР

№	Показники НТЕ	Ознаки показників	Кількість балів	Обрані категорія	Коефіцієнт важливості
1	Науково-технічний рівень	Перевищує світові аналоги	10	-	0,3-0,35
		Відповідає світовому рівню	7-9	-	
		Нижчий від світових аналогів	5-6	-	
		Перевищує вітчизняні аналоги	3-4	4	
		Відповідає вітчизняному рівню	1-2	-	
		Нижчий від вітчизняного рівня	0	-	
2	Перспективність	Першочергова важливість	10	-	0,35-0,4
		Важливі	5-7	6	
		Корисні	1-3	-	
3	Потенційні масштаби практичного використання	Світовий ринок	10	-	0,2
		Галузі національної економіки	7-8	-	
		Галузь (регіон)	3-5	-	
		Окреме підприємство	1-2	2	
4	Ступінь імовірності досягнення позитивних результатів НДДКР	Великий (значний)	10	10	0,1
		Помірний (середній)	5-6	-	
		Малий (слабкий)	1-3	-	

$$I_{HTE} = 4 \cdot 0,3 + 6 \cdot 0,4 + 2 \cdot 0,2 + 10 \cdot 0,1 = 5$$

Виходячи з даних таблиці 5.1 можемо сказати, що індекс НТЕ знаходиться в наступних межах:

$$I_{HTEmin} \leq I_{HTE} \leq I_{HTEmax}, \quad (5.2)$$

де I_{HTEmin} – мінімальне значення індексу науково-технічного ефекту,

$$I_{HTEmin} = 1,9;$$

I_{HTEmax} – максимальне значення індексу науково-технічного ефекту,

$$I_{HTEmax} = 10.$$

Запишемо рівняння індексу НТЕ в числових значеннях:

$$1,9 \leq I_{HTE} \leq 10$$

Порівнюючи розрахунковий індекс науково-технічного ефекту з гранично можливими значеннями, можемо зазначити його високий рівень при використанні запропанованої адаптивної системи рульового керування транспортного засобу.

5.3 Визначення чистого дисконтованого доходу (ЧДД)

Вихідні дані для розрахунку ЧДД:

- площа посівів кукурудзи у господарстві, га - 170;
- підвищення врожайності за рахунок зменшення агротехнічних строків, поліпшення розпушування ґрунту та підгортання рослин, ц/га – 1,9;
- вартість зерна кукурудзи, грн/т – 5412;
- вартість виготовленого обладнання та програмного забезпечення, грн. – 65613,3.

Кількість врожаю, який можна зібрати за рахунок впровадження системи рульового керування транспортного засобу з постійною чутливістю розраховується за формулою:

$$W = K \cdot N, \quad (5.3)$$

де W - кількість врожаю, який можна зібрати за рахунок впровадження системи рульового керування транспортного засобу з постійною чутливістю, ц;

K – площа, яку обробляє один культиватор, га;

N – показник підвищення врожайності за рахунок зменшення агротехнічних строків та поліпшення підгортання рослин, ц.

$$W = 170 \cdot 1,9 = 323 \text{ ц.}$$

Розрахуємо кількість коштів, які можливо отримати від реалізації додаткової врожайності кукурудзи:

$$S = W \cdot Ц, \quad (5.4)$$

де S - кількість коштів, які можливо отримати від реалізації додаткової врожайності кукурудзи, грн;

$Ц$ – ринкова вартість зерна кукурудзи, грн/т.

$$S = 32,3 \cdot 5412 = 174807,6 \text{ грн.}$$

Відповідно на один гектар надходження складуть:

$$R = \frac{S}{K}, \quad (5.5)$$

$$R = \frac{174807,6}{170} = 1028 \text{ грн/га}$$

Чистий грошовий потік – складається зі щорічних значень касової готівки, що є різницею між сумою притоку та відтоку грошей. В загальному вигляді формула має наступний вигляд:

$$P_{it} = Pt_i - Qt_i, \quad (5.5)$$

де: P_{it} – чистий грошовий потік у t_i – періоді реалізації проекту;

Pt_i – приток грошей у поточному періоді;

Qt_i – відтік грошей у звітному періоді.

Інтегральний чистий грошовий потік є сумою потоків за весь період життєвого циклу проекту, тобто:

$$P_T = \sum^T (Pt - Qt), \quad (5.6)$$

де P_T – інтегральний чистий грошовий потік, грн.

Таблиця 5.2

Чистий дисконтований дохід від використання модернізованого рульового керування

Роки	2017	2018	2019	2020	2021	2022	2023
Чистий грошовий потік	117339,5	174807,6	174807,6	174807,6	174807,6	174807,6	174807,6
Чистий дисконтований дохід	10649,6	11608,5	15653,6	13975,6	12478,9	11141,7	9947,4
Разом							85455,3

Відповідно до таблиці 5.2 цей показник складатиме:

$$P_{t_i} = 85455,3 \text{ грн.}$$

5.4 Визначення коефіцієнту ефективності інвестицій:

При розрахунку коефіцієнта ефективності інвестицій не застосовують дисконтування, при його розрахунку для діючого проєкту коефіцієнт оцінюється як відношення середньорічного чистого прибутку до середньорічних інвестиційних вкладень. Його іноді називають показником рентабельності інвестицій.

Для оцінки коефіцієнта за повний цикл життя інвестиційного проєкту використали наступну розрахункову формулу:

$$\text{Кеф.інв} = \frac{P_{cp}}{1/2(I + R)} \quad (5.7)$$

де P_{cp} – середньорічний чистий прибуток від проєкту;

I – повні інвестиції в проєкт;

R – ліквідаційна вартість проєкту.

$$\text{Кеф.інв} = 13,82 \%$$

Отримане значення більше 1, тому використання модернізованого рульового керування на міжрядному обробітку ґрунту є доцільним.

5.5 Термін окупності додаткових капітальних вкладень

$$T_{ок} = \frac{Pt_i}{K_{одд}} \quad (5.8)$$

де: $T_{ок}$ – термін окупності додаткових капітальних вкладень, рік;

Відповідно до попередніх розрахунків термін окупності додаткових капітальних вкладень складатиме:

$$T_{ок} = 85455,3/65613,3 = 1,3 \text{ року}$$

5.6 Визначення річного економічного ефекту

Річний економічний ефект визначається наступним чином:

$$E_{\text{фр}} = \left[\left(\frac{E_{\text{в.іс}}}{Q_{\text{іс}}} + E_{\text{н}} \frac{K_{\text{іс}}}{Q_{\text{іс}}} \right) - \left(\frac{E_{\text{в.нр}}}{Q_{\text{нр}}} + E_{\text{н}} \frac{K_{\text{іс}} + K_{\text{доо}}}{Q_{\text{нр}}} \right) \right] \cdot Q_{\text{нр}} + Z_{\text{зб}}, \quad (5.9)$$

де $E_{\text{фр}}$ – економічний ефект річний, грн.;

$E_{\text{в.іс}}$ – експлуатаційні витрати існуючі, дорівнюють 4554 грн.;

$E_{\text{в.нр}}$ – експлуатаційні витрати проєктні, дорівнюють існуючим, грн.;

$Q_{\text{іс}}$ – обсяг виробництва кукурудзи зі 170 га, при існуючих умовах т;

$Q_{\text{нр}}$ – обсяг виробництва кукурудзи зі 170 га, при використанні проєктних рішень, т;

$E_{\text{н}}$ – нормативний коефіцієнт ефективності використання капітальних вкладень, приймається до розрахунку $E_{\text{н}} = 0,15$;

$Z_{\text{зб}}$ – збиток від не впровадження рульового керування транспортного засобу постійної чутливості. Приймається до розрахунку $Z_{\text{зб}} = S$, грн.

Таким чином річний економічний ефект складатиме:

$$E_{\text{еф}} = \left[\left(\frac{4554}{386} + 0,15 \frac{32460}{386} \right) - \left(\frac{4554}{418} + 0,15 \frac{32460 + 62613,3}{418} \right) \right] \cdot 418 + 174807,6 = 161807,2 \text{ грн.}$$

Висновки по розділу

1. Проаналізовані сучасні роботи, які пов'язані із визначенням ефективності впровадження науково-технічних рішень та обрані найбільш сучасні.

2. Оцінка ефективності науково-технічних розробок розглядається з точки зору ринкової економіки, а саме: науково-технічний ефект, економічний ефект, соціальний ефект.

3. Технічні параметри науково-технічного рівня результатів НДДКР розглянуті за чотирма напрямками, а саме: науково-технічний рівень,

перспективність, потенційні масштаби практичного використання, ступінь імовірності досягнення позитивних результатів НДДКР, і було встановлено, що запропонована система рульового керування з постійною чутливістю має високий рівень науково-технічного ефекту.

4. Також був обчислений чистий дисконтовний дохід від використання модернізованого рульового керування і встановлено, що він складатиме у перший рік використання 10649,6 грн., а за 7 років складе 85455,3 грн.

5. При розрахунку терміну окупності додаткових капітальних вкладень було встановлено, що $T_{ок} = 1,3$ року, це є значно кращим терміном ніж рекомендовані нормативи, які розраховані на 7 років.

6. Використання рульового керування транспортного засобу з постійною чутливістю дає можливість отримати річний економічний ефект в обсязі 161807,2 грн.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У науковій роботі наведено теоретичне узагальнення і нове рішення наукової задачі підвищення ефективності роботи колісних тракторів при виконанні сільськогосподарських операцій шляхом використання рульового керування із перемінним передаточним відношенням. За результатами проведених досліджень можна зробити такі висновки:

1. Аналіз конструкцій рульових керувань колісних тракторів вітчизняного та зарубіжного виробництва показав, що в сільськогосподарських тракторах передбачено або фіксоване значення передаточного числа рульового механізму, або воно змінюється в незначних межах. Числові значення передаточного відношення рульового керування у різних фірм-виробників варіюються в діапазоні 12,0...30,0.

Встановлено, що найбільш суттєві фактори які впливають на керованість МТА є - швидкість руху, передаточне відношення рульового механізму, зовнішні збурюючі фактори, чутливість рульового керування, тип рульового керування, а також людський фактор.

2. Розроблена конструктивна схема та виготовлений експериментальний зразок адаптивного рульового керування, яке забезпечує змінення передаточного відношення у межах 2...19, залежно від швидкості руху МТА при виконанні технологічних операцій при обробі будь-яких просапних культур, які вирощуються в Україні.

3. Розроблена математична модель адаптивного рульового керування дає можливість за допомогою імітації збурюючих факторів, які впливають на прямолінійність руху МТА, кута його повороту та геометричних параметрів, а також швидкості руху отримувати показники процесу, які забезпечують дотримання всіх агротехнічних вимог щодо підрізання культурних рослин та якості підгортання. Наприклад, при появі збурюючих факторів, які виникають при міжрядній обробці кукурудзи, основний показник процесу – відхилення від прямолінійності складає 10 см при досягненні МТА максимальної технологічної швидкості $V_{\max}=4$ м/с.

4. Розроблений комп'ютерний симулятор дає змогу оцінити якісні показники процесу керування різних типів рульових механізмів. За рахунок вбудованих у

симулятор прикладних програм можливо одночасно проводити всі три етапи експерименту: введення даних, виконання віртуального заїзду, розрахунок результатів.

5. У результаті проведення польових експериментів були отримані дані, які підтверджують адекватність математичної моделі. При цьому різниця результатів не перевищує 8%, що свідчить про добру відтворюваність процесу керування МТА під час виконання будь-яких сільськогосподарських операцій.

6. Встановлено, що під час проведення міжрядного обробітку, на різних швидкісних режимах, середнє значення добротності поступово зменшується, а при досягненні технологічної швидкості $V=4$ м/с стає майже постійним і складає $D_{\text{екс}} \approx 118 \text{ с}^{-1}$. При цьому кількість підрізаних культурних рослин не перевищує 3%, що повністю відповідає агротехнічним вимогам для даного виду сільськогосподарських робіт.

7. Проведений техніко-економічний розрахунок запропонованого рульового керування, яке забезпечує адаптивність змінення передаточного відношення рульового механізму залежно від швидкості руху МТА, показав, що його використання є доцільним. Річний економічний ефект складає 161807,2 грн, а термін окупності додаткових капітальних вкладень складає 1,3 року.

ДОДАТКИ

Додаток А

Результати проведення експерименту в лабораторних умовах

Примітка: 32

Тип експерименту: Розгін до швидкості

Тип рульового керування: Постійне рівномірне прискорення

ПАРАМЕТРИ РУХУ

Величина перешкод: 2

Довжина колісної бази: 3500

Передатне відношення керма: -

Кількість експериментальних точок: 1061

Алгебраїчна сума значень експериментальних даних: 6,82128660971257

Математичне очікування (середнє арифметичне): 0,00642305707129244

Мінімальне значення даних: -0,00854681545160763

Максимальне значення даних: 0,0169274963387696

Діапазон зміни експериментальних даних: 0,0254743117903773

Середина поля розсіювання: 0,00419034044358101

Дисперсія: 3,08000569136449E-5

Середнє квадратичне відхилення: 0,0124977989776576

Кількість інтервалів: 24

Коефіцієнт асиметрії: -0,0732518555106978

Екссес: 2,28296285386371

приведена добротність: 85,974024174179675

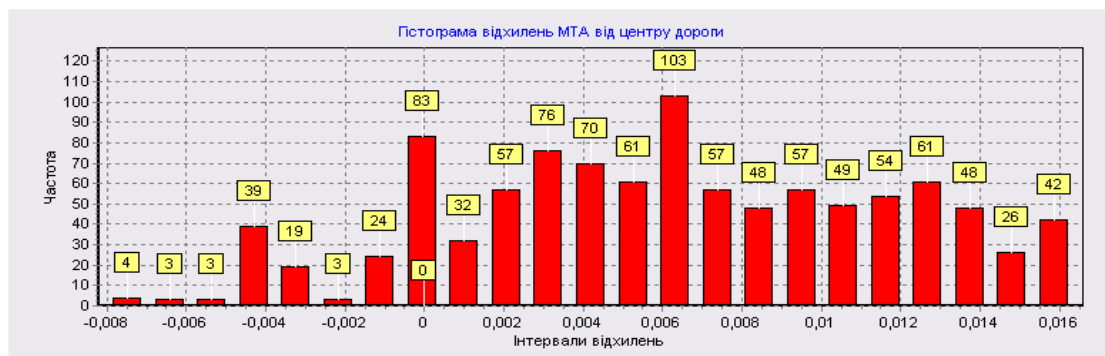


Рис. А.1. Гістограма вихідного відклику відхилень від середини дороги

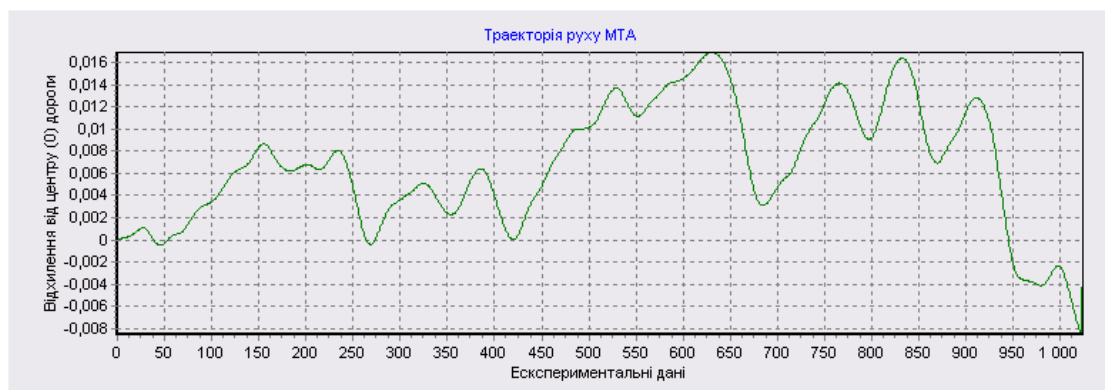


Рис. А.2. Траєкторія руху МТА

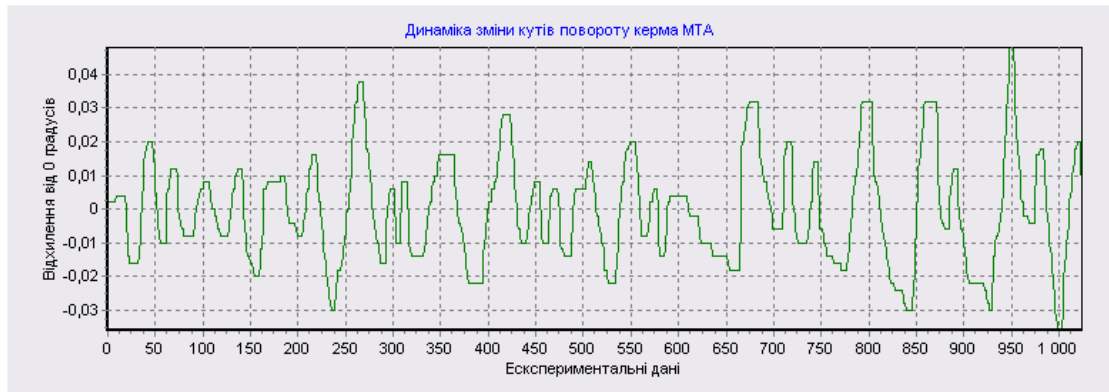


Рис. А.3. Динаміка повороту керма МТА

Примітка: 33

Тип експерименту: Розгін до швидкості

Тип рульового керування: Постійне рівномірне прискорення

ПАРАМЕТРИ РУХУ

Величина перешкод: 2

Довжина колісної бази: 3500

Передатне відношення керма: -

Кількість експериментальних точок: 1062

Алгебраїчна сума значень експериментальних даних: -4,60202911395259

Математичне очікування (середнє арифметичне): -0,0043292842087983

Мінімальне значення даних: -0,0180232174335294

Максимальне значення даних: 0,0107366671841867

Діапазон зміни експериментальних даних: 0,0287598846177161

Середина поля розсіювання: -0,00364327512467135

Дисперсія: 6,39922173118564E-5

Середнє квадратичне відхилення: 0,0101951356720247

Кількість інтервалів: 24

Коефіцієнт асиметрії: 0,137152365228516

Екссес: 1,69344106512305

приведена добротність: 95,8807009042983

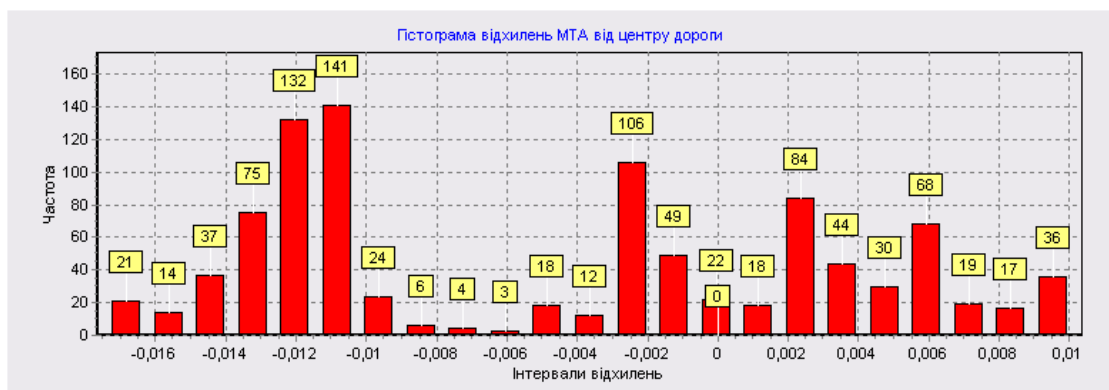


Рис. А.4. Гістограма вихідного відклику відхилень від середини дороги

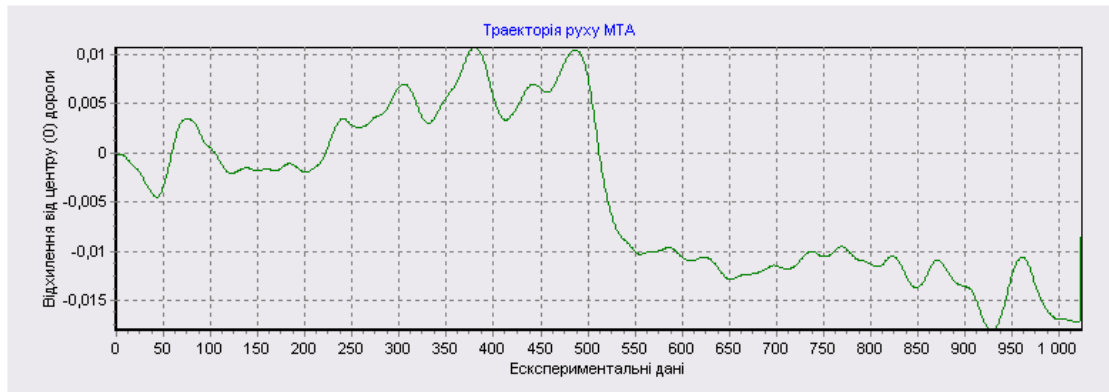


Рис. А.5. Траєкторія руху МТА

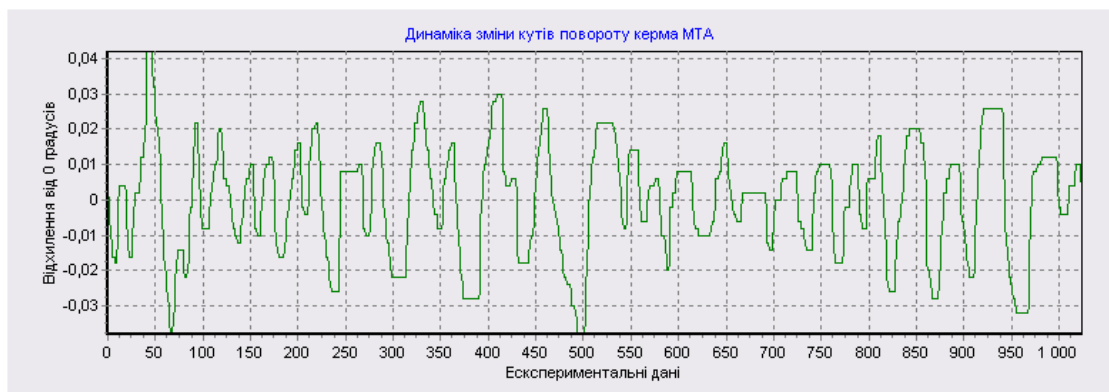


Рис. А.6. Динаміка повороту керма МТА

Примітка: 34

Тип експерименту: Розгін до швидкості

Тип рульового керування: Постійне рівномірне прискорення

ПАРАМЕТРИ РУХУ

Величина перешкод: 2

Довжина колісної бази: 3500

Передатне відношення керма: -

Кількість експериментальних точок: 1091

Алгебраїчна сума значень експериментальних даних: 4,56579122415302

Математичне очікування (середнє арифметичне): 0,00418112749464562

Мінімальне значення даних: -0,00120551584925081

Максимальне значення даних: 0,0115703901940101

Діапазон зміни експериментальних даних: 0,0127759060432609

Середина поля розсіювання: 0,00518243717237963

Дисперсія: 7,61647285957035E-6

Середнє квадратичне відхилення: 0,01875979580033928

Кількість інтервалів: 24

Коефіцієнт асиметрії: 0,570434822333631

Екссес: 3,21405666049257

приведена добротність: 112,39388774723

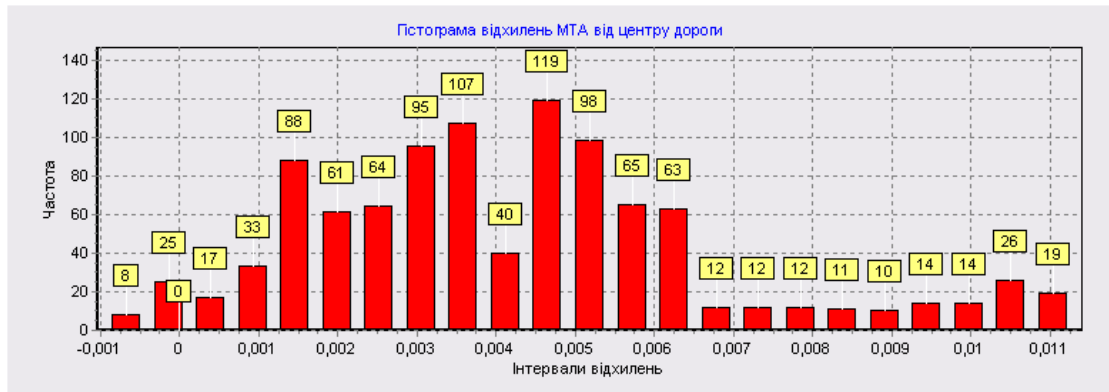


Рис. А.7. Гістограма вихідного відклику відхилень від середини дороги

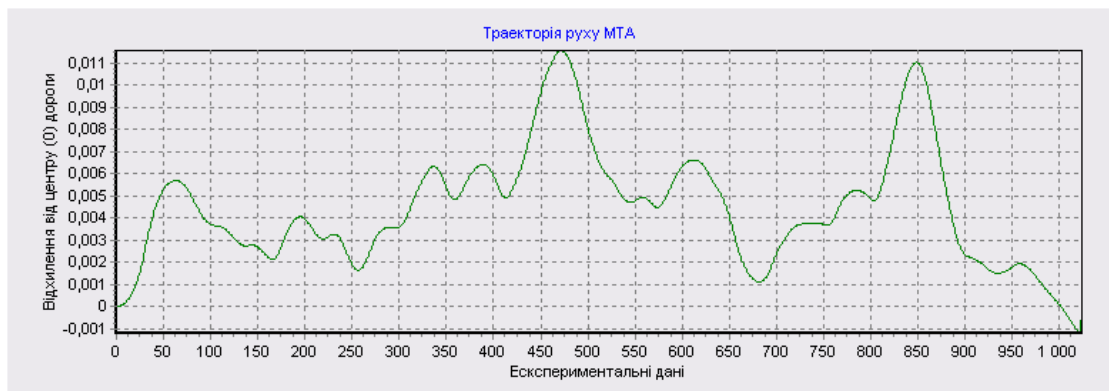


Рис. А.8. Траєкторія руху МТА

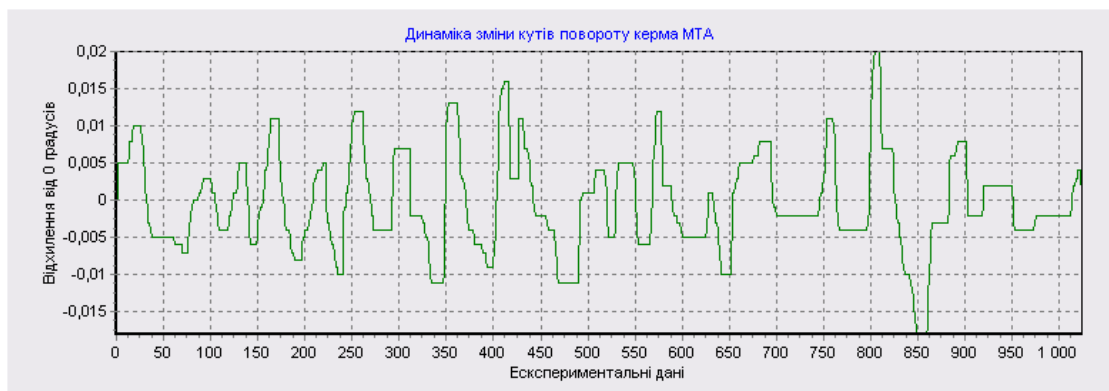


Рис. А.9. Динаміка повороту керма МТА

Примітка: 35

Тип експерименту: Розгін до швидкості

Тип рульового керування: Постійне рівномірне прискорення

ПАРАМЕТРИ РУХУ

Величина перешкод: 2

Довжина колісної бази: 3500

Передатне відношення керма: -

Кількість експериментальних точок: 1083

Алгебраїчна сума значень експериментальних даних: 2,82849205132272

Математичне очікування (середнє арифметичне): 0,00260931001044532

Мінімальне значення даних: $-0,00621617660767249$
 Максимальне значення даних: $0,0119391644554226$
 Діапазон зміни експериментальних даних: $0,0181553410630951$
 Середина поля розсіювання: $0,00286149392387508$
 Дисперсія: $1,31566601793578E-5$
 Середнє квадратичне відхилення: $0,0172721107455271$
 Кількість інтервалів: 24
 Коефіцієнт асиметрії: $-0,320360102202784$
 Екссес: $3,60405968625763$
 приведена добротність: $117,228024419448$

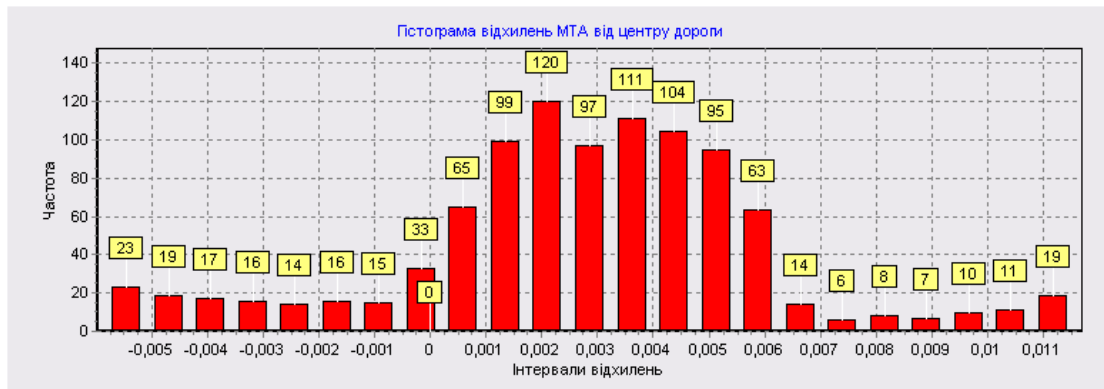


Рис. А.10. Гістограма вихідного відклику відхилень від середини дороги

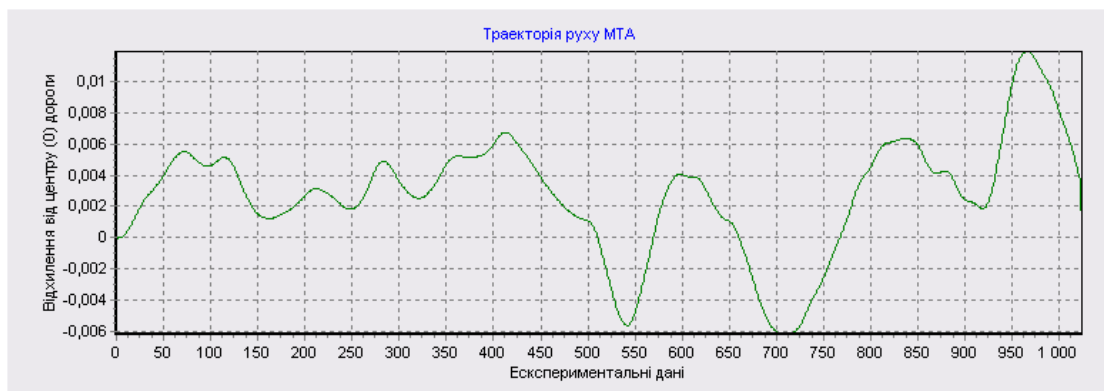


Рис. А.11. Траєкторія руху МТА

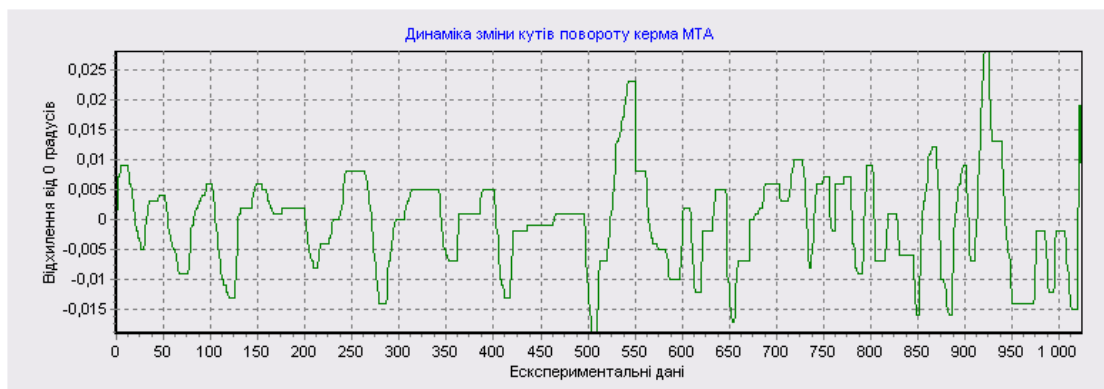


Рис. А.12. Динаміка повороту керма МТА

Примітка: 36
 Тип експерименту: Розгін до швидкості
 Тип рульового керування: Постійне рівномірне прискорення
ПАРАМЕТРИ РУХУ
 Величина перешкод: 2
 Довжина колісної бази: 3500
 Передатне відношення керма: -
 Кількість експериментальних точок: 1080
 Алгебраїчна сума значень експериментальних даних: -0,31317629762321
 Математичне очікування (середнє арифметичне): -0,000289709803536734
 Мінімальне значення даних: -0,00895040980526909
 Максимальне значення даних: 0,0125966711148404
 Діапазон зміни експериментальних даних: 0,0215470809201095
 Середина поля розсіювання: 0,00182313065478566
 Дисперсія: 1,96644087323593E-5
 Середнє квадратичне відхилення: 0,01843445698280628
 Кількість інтервалів: 24
 Коефіцієнт асиметрії: 0,738195293993677
 Ексцес: 3,50833038202291
 приведена добротність: 113,255888315547



Рис. А.13. Гістограма вихідного відклику відхилень від середини дороги

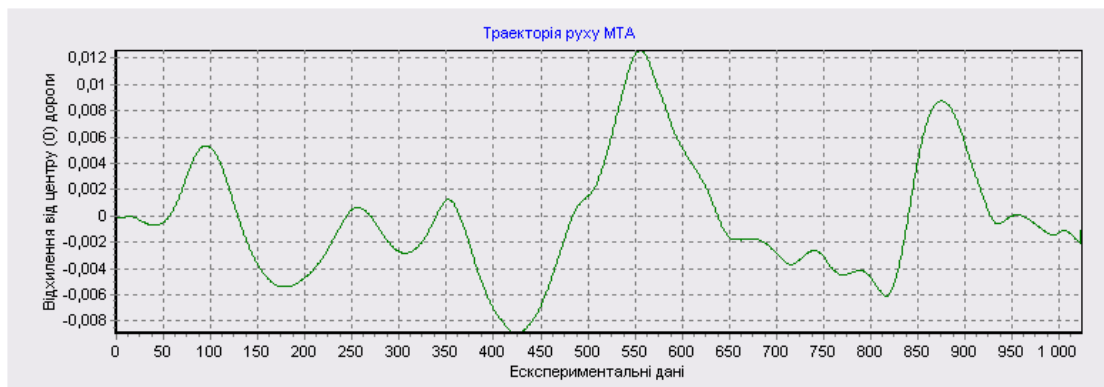


Рис. А.14. Траєкторія руху МТА

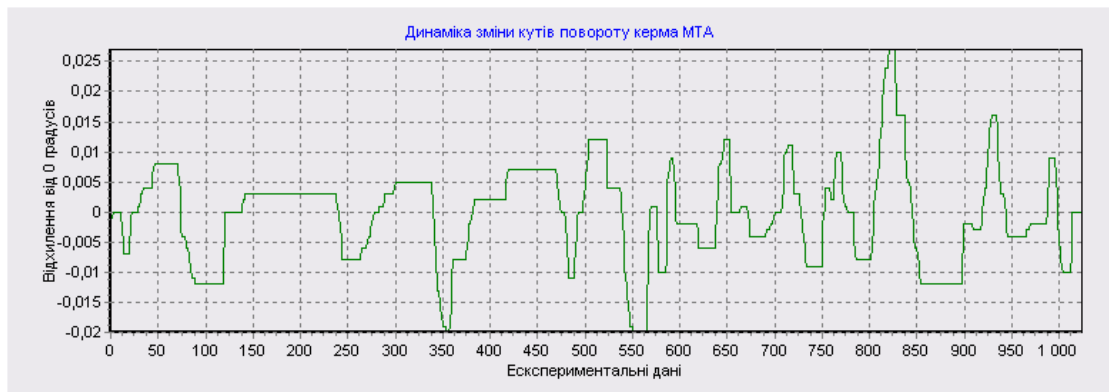


Рис. А.15. Динаміка повороту керма МТА

Примітка: 41

Тип експерименту: Розгін до швидкості

Тип рульового керування: Постійне рівномірне прискорення

ПАРАМЕТРИ РУХУ

Величина перешкод: 2

Довжина колісної бази: 3500

Передатне відношення керма: -

Кількість експериментальних точок: 1071

Алгебраїчна сума значень експериментальних даних: -4,18174438435924

Математичне очікування (середнє арифметичне): -0,00390088095555899

Мінімальне значення даних: -0,0135837161901932

Максимальне значення даних: 0,00551226866551389

Діапазон зміни експериментальних даних: 0,0190959848557071

Середина поля розсіювання: -0,00403572376233965

Дисперсія: 1,96098038206869E-5

Середнє квадратичне відхилення: 0,02542829581449646

Кількість інтервалів: 24

Коефіцієнт асиметрії: -0,528585061362138

Ексцес: 2,57127897673762

приведена добротність: 120,39790308916

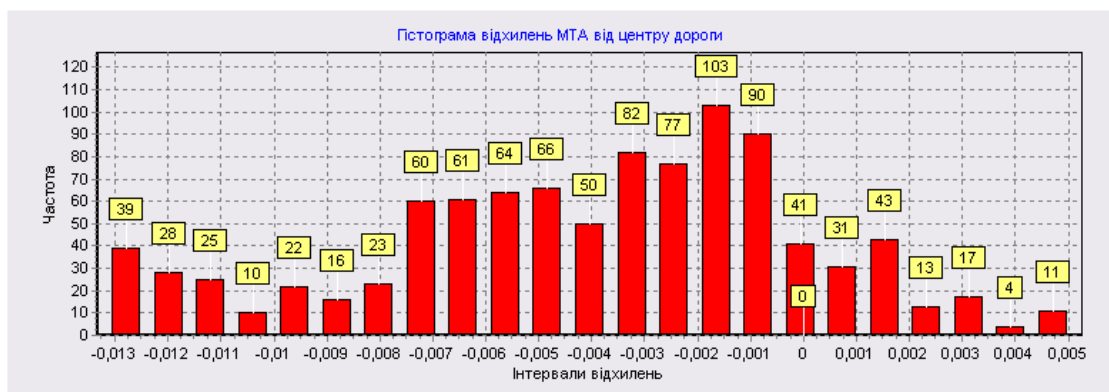


Рис. А.16. Гістограма вихідного відклику відхилень від середини дороги

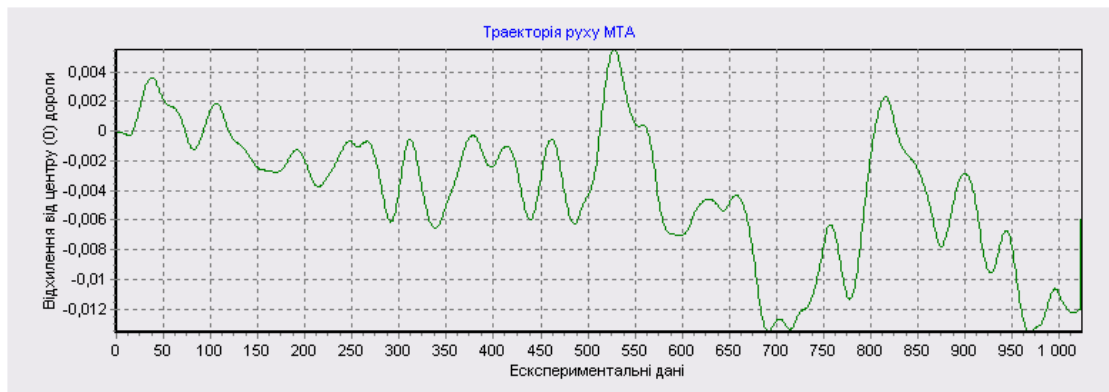


Рис. А.17. Траєкторія руху МТА

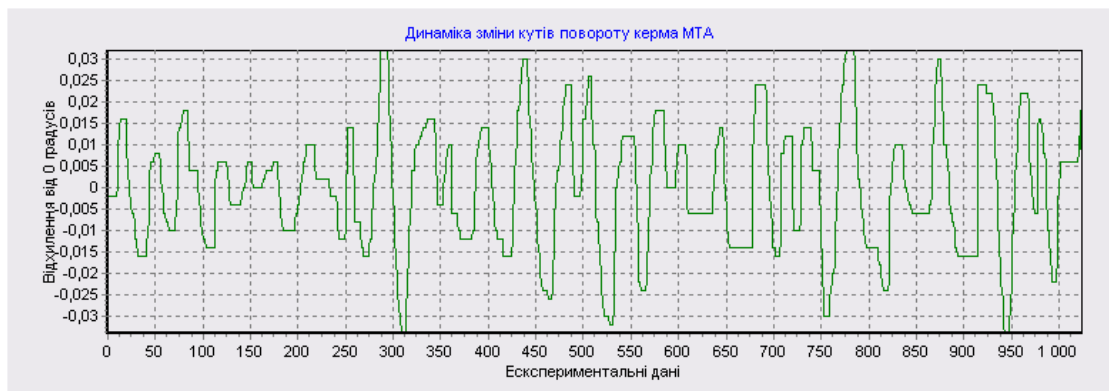


Рис. А.18. Динаміка повороту керма МТА

Примітка: 42

Тип експерименту: Розгін до швидкості

Тип рульового керування: Постійне рівномірне прискорення

ПАРАМЕТРИ РУХУ

Величина перешкод: 2

Довжина колісної бази: 3500

Передатне відношення керма: -

Кількість експериментальних точок: 1103

Алгебраїчна сума значень експериментальних даних: -5,55539655261313

Математичне очікування (середнє арифметичне): -0,00503206209475827

Мінімальне значення даних: -0,0411506397435497

Максимальне значення даних: 0,0131675593243805

Діапазон зміни експериментальних даних: 0,0543181990679302

Середина поля розсіювання: -0,0139915402095846

Дисперсія: 9,07406290821263E-5

Середнє квадратичне відхилення: 0,02352578758329863

Кількість інтервалів: 24

Коефіцієнт асиметрії: -1,51649418668677

Ексцес: 5,88528841524042

приведена добротність: 128,446868966132

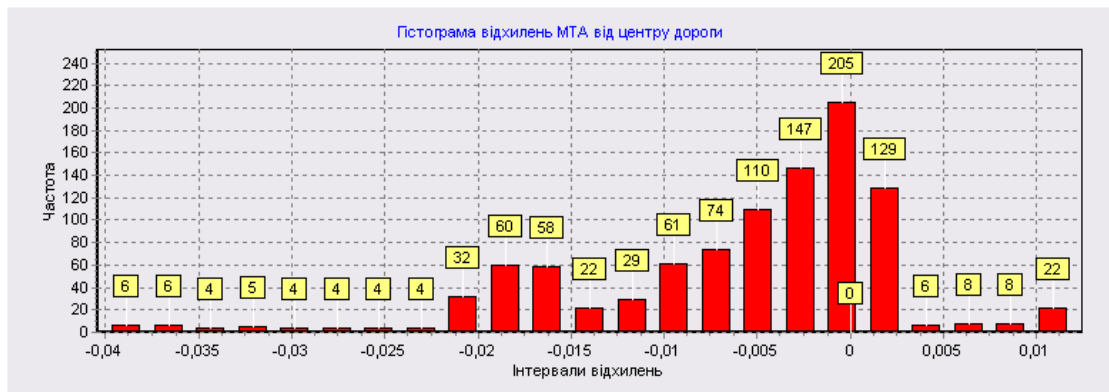


Рис. А.19. Гістограма вихідного відклику відхилень від середини дороги

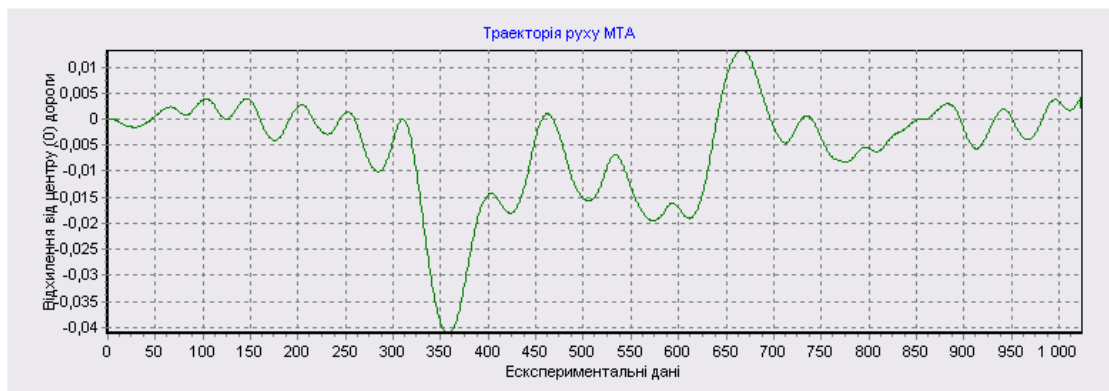


Рис. А.20. Траєкторія руху МТА



Рис. А.21. Динаміка повороту керма МТА

Примітка: 43

Тип експерименту: Розгін до швидкості

Тип рульового керування: Постійне рівномірне прискорення

ПАРАМЕТРИ РУХУ

Величина перешкод: 2

Довжина колісної бази: 3500

Передатне відношення керма: 3,2

Кількість експериментальних точок: 1076

Алгебраїчна сума значень експериментальних даних: -14,7229430668992

Математичне очікування (середнє арифметичне): -0,0136703278244189

Мінімальне значення даних: $-0,0303986625182439$
 Максимальне значення даних: $0,0016681630462716$
 Діапазон зміни експериментальних даних: $0,0320668255645155$
 Середина поля розсіювання: $-0,0143652497359861$
 Дисперсія: $5,95624044529389E-5$
 Середнє квадратичне відхилення: $0,02471766833006828$
 Кількість інтервалів: 24
 Коефіцієнт асиметрії: $-0,0674710016246383$
 Екссес: $2,36988513530402$
 приведена добротність: $121,464561024473$



Рис. А.22. Гістограма вихідного відклику відхилень від середини дороги

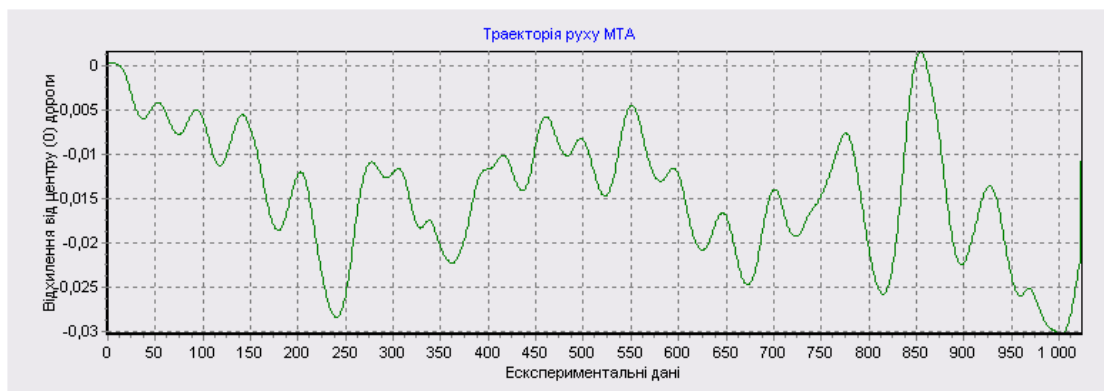


Рис. А.23. Траєкторія руху МТА

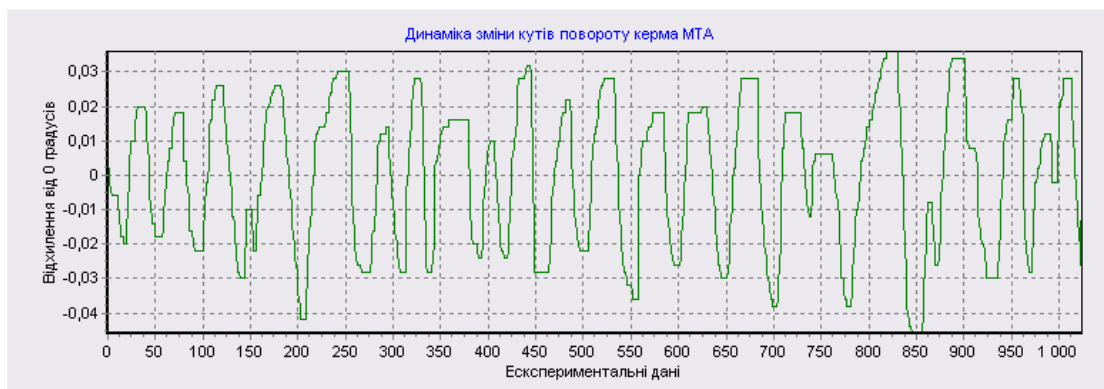


Рис. А.24. Динаміка повороту керма МТА

Примітка: 44
 Тип експерименту: Розгін до швидкості
 Тип рульового керування: Постійне рівномірне прискорення
ПАРАМЕТРИ РУХУ
 Величина перешкод: 2
 Довжина колісної бази: 3500
 Передатне відношення керма: -
 Кількість експериментальних точок: 1075
 Алгебраїчна сума значень експериментальних даних: 3,88034896032019
 Математичне очікування (середнє арифметичне): 0,00360627226795557
 Мінімальне значення даних: -0,00379939891792847
 Максимальне значення даних: 0,0123695855864746
 Діапазон зміни експериментальних даних: 0,016168984504403
 Середина поля розсіювання: 0,00428509333427304
 Дисперсія: $1,13812219510478E-5$
 Середнє квадратичне відхилення: 0,02637360666809986
 Кількість інтервалів: 24
 Коефіцієнт асиметрії: 0,223198258054126
 Ексцес: 2,96104135004112
 приведена добротність: 156,145110530534



Рис. А.25. Гістограма вихідного відклику відхилень від середини дороги

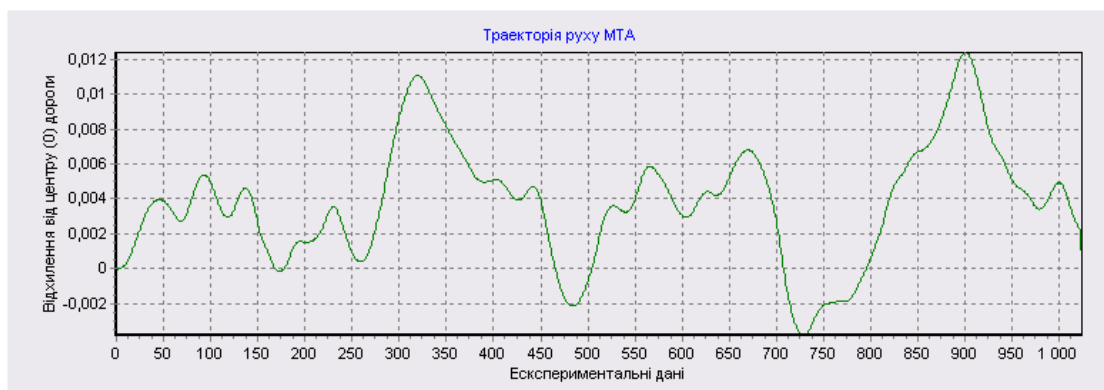


Рис. А.26. Траєкторія руху МТА

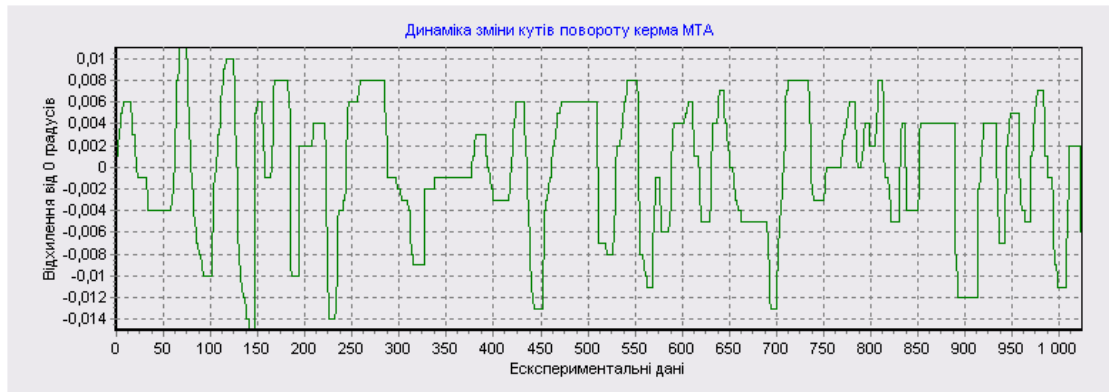


Рис. А.27. Динаміка повороту керма МТА

Примітка: 45

Тип експерименту: Розгін до швидкості

Тип рульового керування: Постійне рівномірне прискорення

ПАРАМЕТРИ РУХУ

Величина перешкод: 2

Довжина колісної бази: 3500

Передатне відношення керма: -

Кількість експериментальних точок: 1085

Алгебраїчна сума значень експериментальних даних: 2,46546648909289

Математичне очікування (середнє арифметичне): 0,0022702269696988

Мінімальне значення даних: -0,00100565687308238

Максимальне значення даних: 0,00706953876245351

Діапазон зміни експериментальних даних: 0,00807519563553589

Середина поля розсіювання: 0,00303194094468557

Дисперсія: 3,74870821980619E-6

Середнє квадратичне відхилення: 0,0263615810816322

Кількість інтервалів: 24

Коефіцієнт асиметрії: 0,392548656775464

Екссес: 2,49499050865789

приведена добротність: 151,067033298354

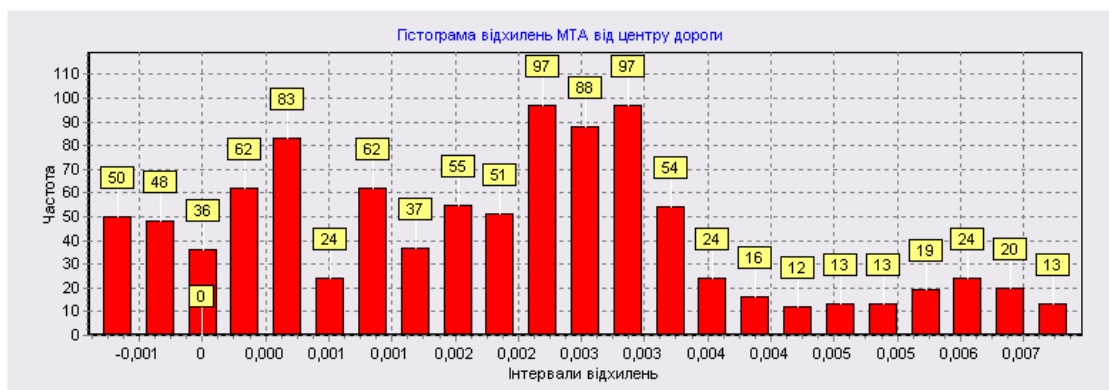


Рис. А.28. Гістограма вихідного відклику відхилень від середини дороги

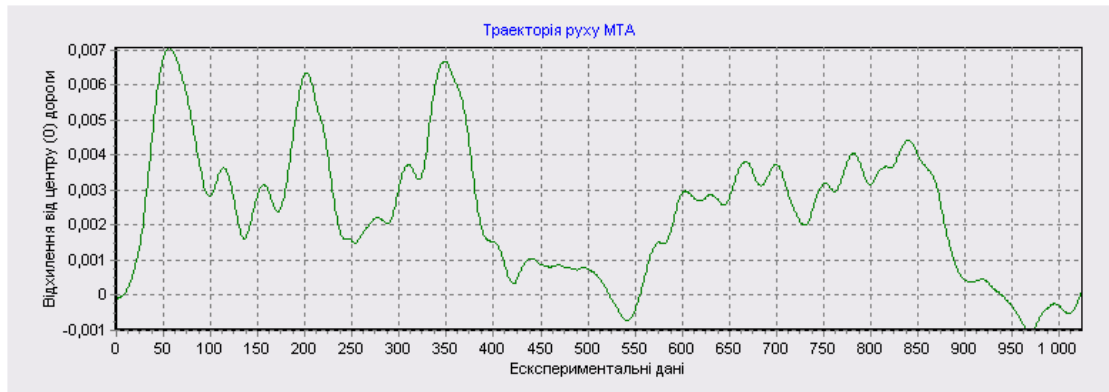


Рис. А.29. Траєкторія руху МТА

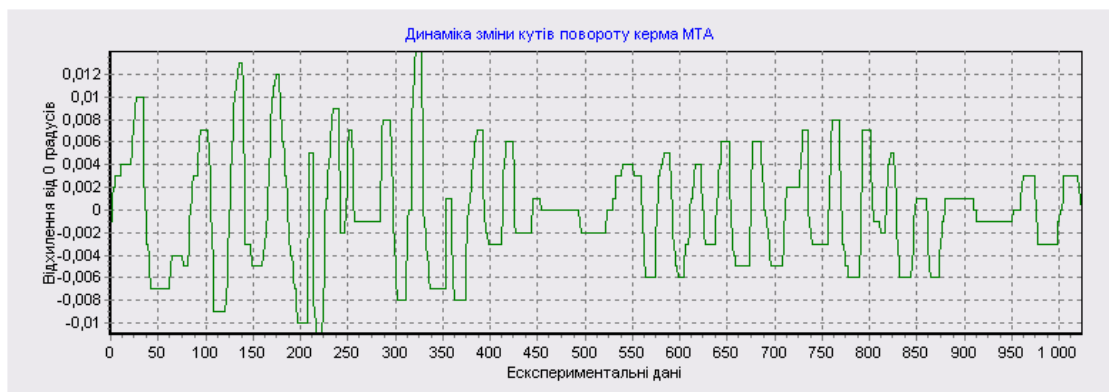


Рис. А.30. Динаміка повороту керма МТА

Примітка: 46

Тип експерименту: Розгін до швидкості

Тип рульового керування: Постійне рівномірне прискорення

ПАРАМЕТРИ РУХУ

Величина перешкод: 2

Довжина колісної бази: 3500

Передатне відношення керма: -

Кількість експериментальних точок: 1086

Алгебраїчна сума значень експериментальних даних: 3,25867923788367

Математичне очікування (середнє арифметичне): 0,0029978649842536

Мінімальне значення даних: -0,00427948427095805

Максимальне значення даних: 0,0111282020759495

Діапазон зміни експериментальних даних: 0,0154076863469076

Середина поля розсіювання: 0,00342435890249573

Дисперсія: 8,5702127716695E-6

Середнє квадратичне відхилення: 0,0262749257414421

Кількість інтервалів: 24

Коефіцієнт асиметрії: 0,449080217018777

Ексцес: 2,98981451160027

приведена добротність: 155,332869599548



Рис. А.31. Гістограма вихідного відклику відхилень від середини дороги

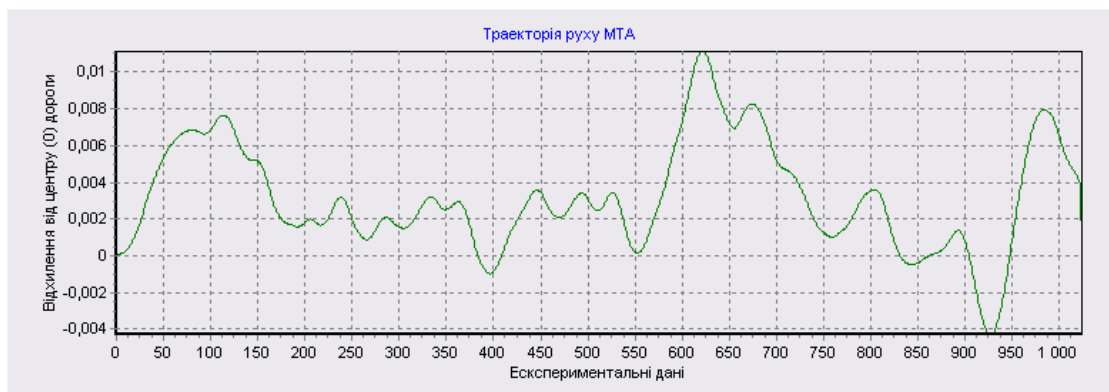


Рис. А.32. Траєкторія руху МТА

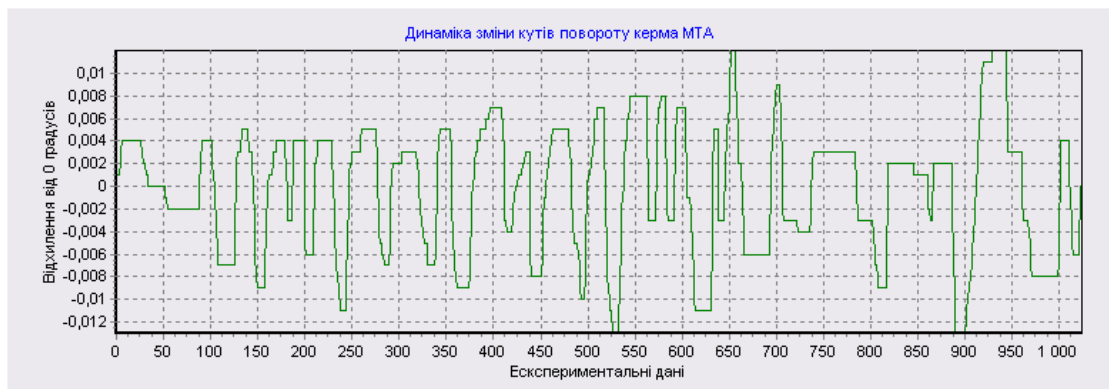


Рис. А.33. Динаміка повороту керма МТА

Додаток Б

Результати проведення експерименту у польових умовах

Примітка: 12
 Тип експерименту: Розгін до швидкості
 Тип рульового керування: Постійне рівномірне прискорення
ПАРАМЕТРИ РУХУ
 Величина перешкод: 2
 Довжина колісної бази: 3500
 Передатне відношення керма: 3,2
 Кількість експериментальних точок: 1057
 Алгебраїчна сума значень експериментальних даних: 2,7795536014264
 Математичне очікування (середнє арифметичне): 0,00262717731703819
 Мінімальне значення даних: $-5,71000215978836E-5$
 Максимальне значення даних: 0,00471355643943555
 Діапазон зміни експериментальних даних: 0,00477065646103344
 Середина поля розсіювання: 0,00232822820891884
 Дисперсія: $1,61951778618896E-6$
 Середнє квадратичне відхилення: 0,014260276056158
 Кількість інтервалів: 24
 Коефіцієнт асиметрії: $-0,737482703363578$
 Ексцес: 2,6965644561115
 приведена добротність: 68,7467747824611

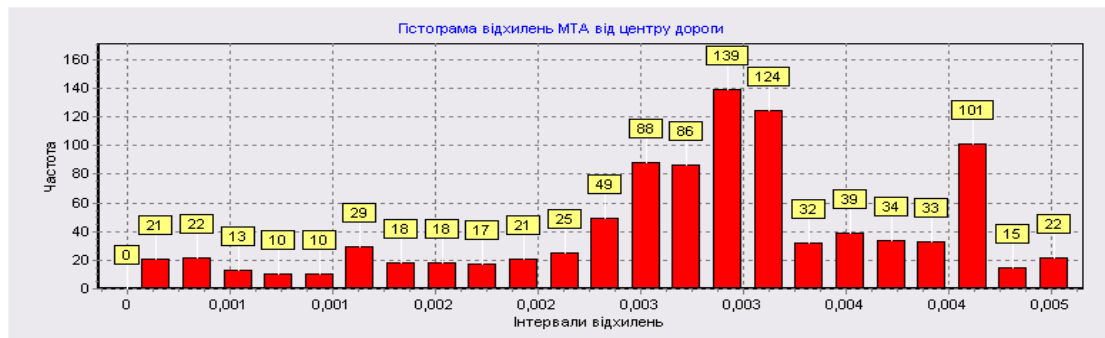


Рис. Б.1. Гістограма вихідного відклику відхилень від середини дороги

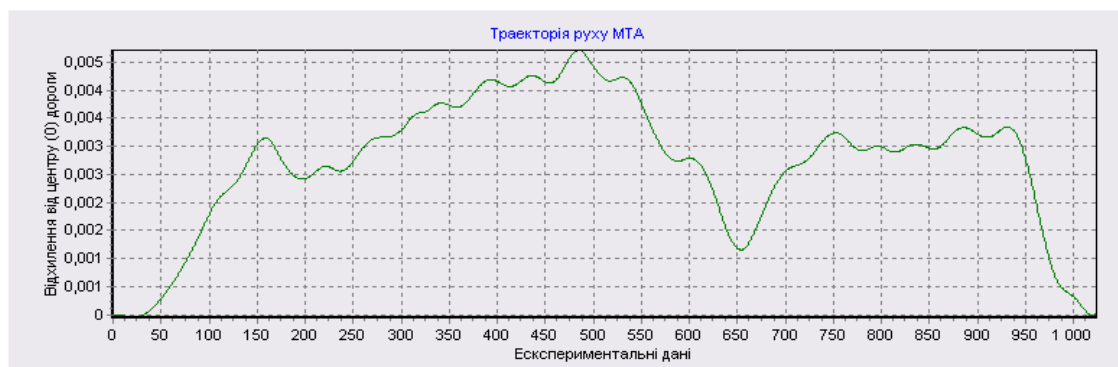


Рис. Б.2. Траєкторія руху МТА

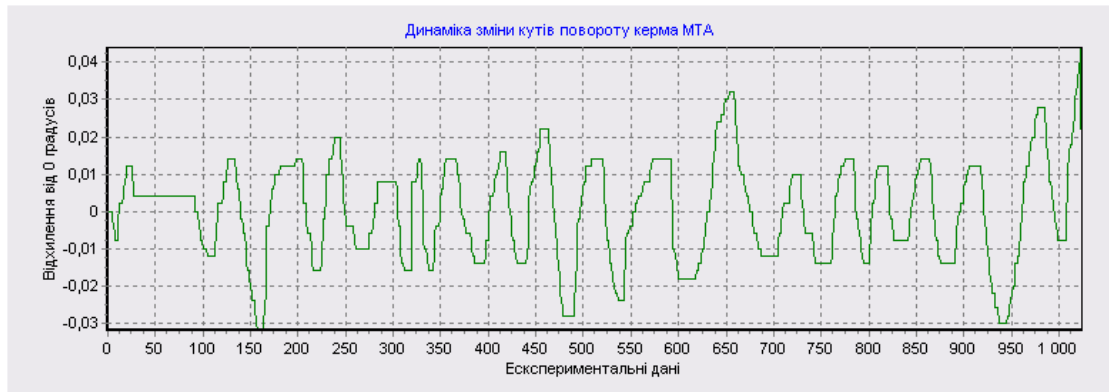


Рис. Б.3. Динаміка повороту керма МТА

Примітка: 13

Тип експерименту: Розгін до швидкості

Тип рульового керування: Постійне рівномірне прискорення

ПАРАМЕТРИ РУХУ

Величина перешкод: 2

Довжина колісної бази: 3500

Передатне відношення керма: 12

Кількість експериментальних точок: 1053

Алгебраїчна сума значень експериментальних даних: 3,86855173739448

Математичне очікування (середнє арифметичне): 0,00367035269202513

Мінімальне значення даних: -0,0159282774544827

Максимальне значення даних: 0,0133405751803282

Діапазон зміни експериментальних даних: 0,0292688526348109

Середина поля розсіювання: -0,00129385113707723

Дисперсія: 3,67377569775332E-5

Середнє квадратичне відхилення: 0,01706116795490219

Кількість інтервалів: 24

Коефіцієнт асиметрії: -0,505981474709894

Екссес: 2,75584325295413

приведена добротність: 60,272199525031304

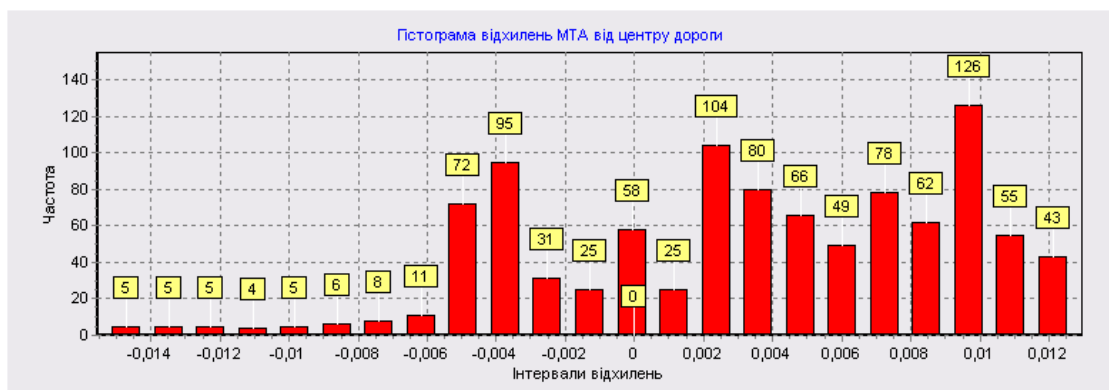


Рис. Б.4. Гістограма вихідного відклику відхилень від середини дороги

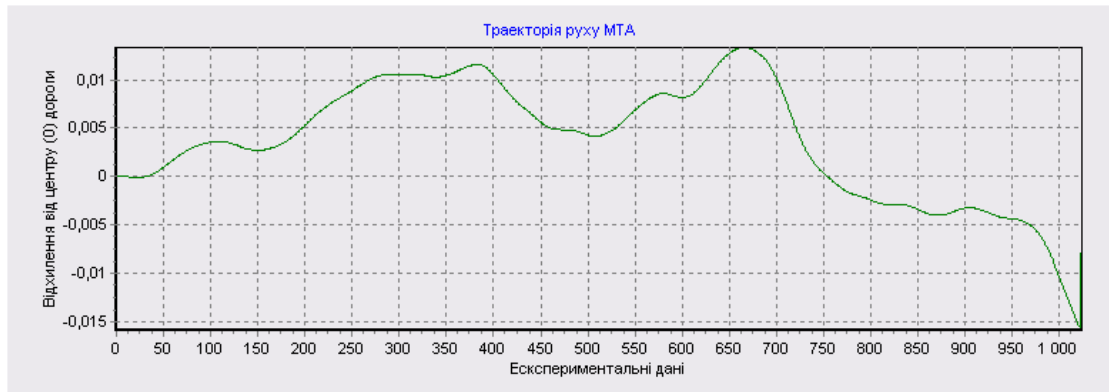


Рис. Б.5. Траєкторія руху МТА



Рис. Б.6. Динаміка повороту керма МТА

Примітка: 14

Тип експерименту: Розгін до швидкості

Тип рульового керування: Постійне рівномірне прискорення

ПАРАМЕТРИ РУХУ

Величина перешкод: 2

Довжина колісної бази: 3500

Передатне відношення керма: 12

Кількість експериментальних точок: 1083

Алгебраїчна сума значень експериментальних даних: 0,337420240023911

Математичне очікування (середнє арифметичне): 0,0003112732841549

Мінімальне значення даних: -0,00255117600777763

Максимальне значення даних: 0,00284996145173058

Діапазон зміни експериментальних даних: 0,00540113745950821

Середина поля розсіювання: 0,000149392721976472

Дисперсія: 1,85741986833043E-6

Середнє квадратичне відхилення: 0,03936287191926844

Кількість інтервалів: 24

Коефіцієнт асиметрії: -0,273005879932086

Ексцес: 2,32932922884906

приведена добротність: 51,38381233586602

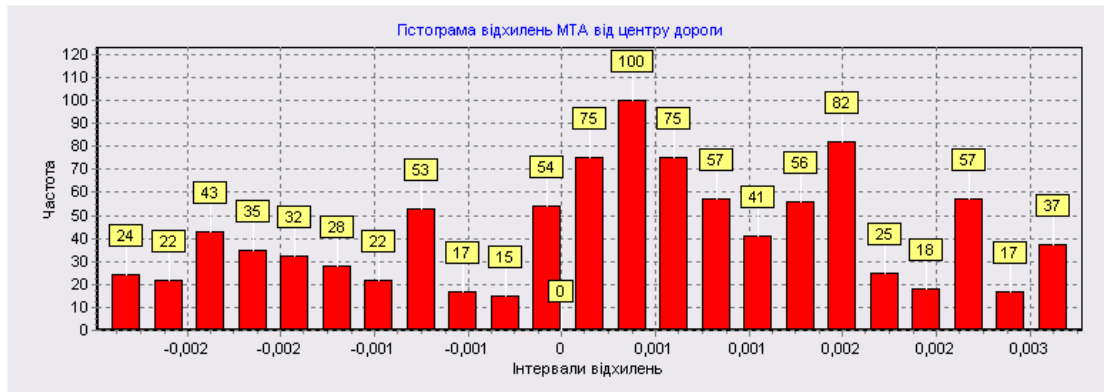


Рис. Б.7. Гістограма вихідного відклику відхилень від середини дороги

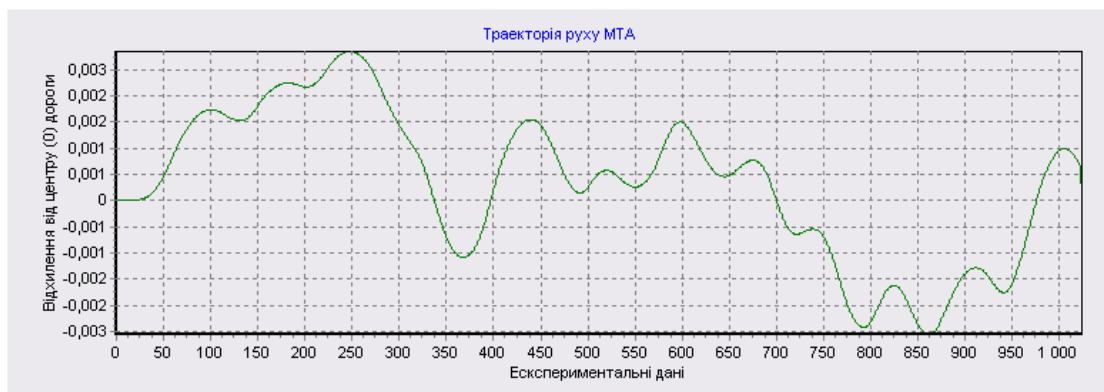


Рис. Б.8. Траєкторія руху МТА

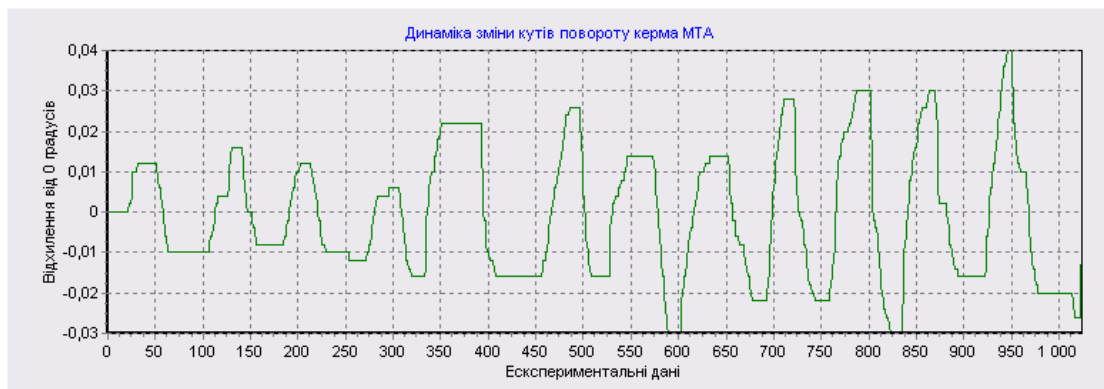


Рис. Б.9. Динаміка повороту керма МТА

Примітка: 15

Тип експерименту:

Розгін до швидкості

Тип рульового керування:

Постійне рівномірне прискорення

ПАРАМЕТРИ РУХУ

Величина перешкод:

2

Довжина колісної бази:

3500

Передатне відношення керма:

12

Кількість експериментальних точок: 1128

Алгебраїчна сума значень експериментальних даних: 0,260327323147404

Математичне очікування (середнє арифметичне): 0,000230582217136762
 Мінімальне значення даних: -0,00116136970905122
 Максимальне значення даних: 0,00210450425667362
 Діапазон зміни експериментальних даних: 0,00326587396572484
 Середина поля розсіювання: 0,000471567273811196
 Дисперсія: 6,29591178193462E-7
 Середнє квадратичне відхилення: 0,03293467817994821
 Кількість інтервалів: 24
 Коефіцієнт асиметрії: 0,632933834204111
 Екссес: 2,87826676540284
 приведена добротність: 60,15883322934565

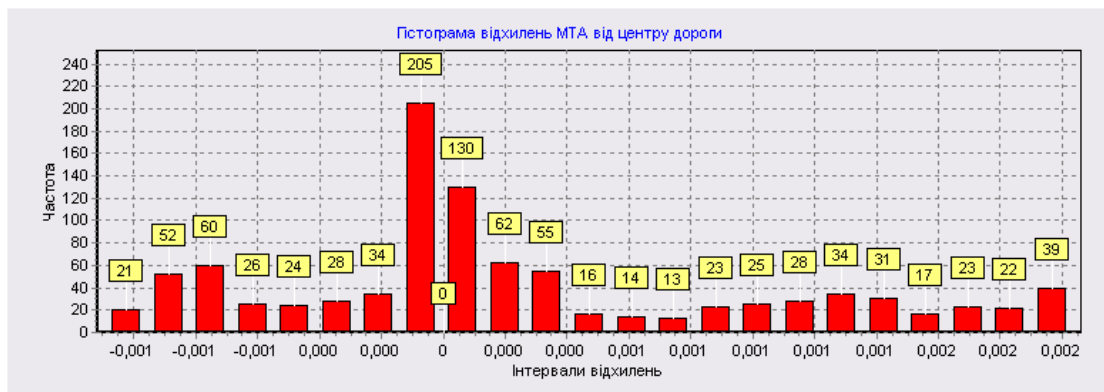


Рис. Б.10. Гістограма вихідного відклику відхилень від середини дороги

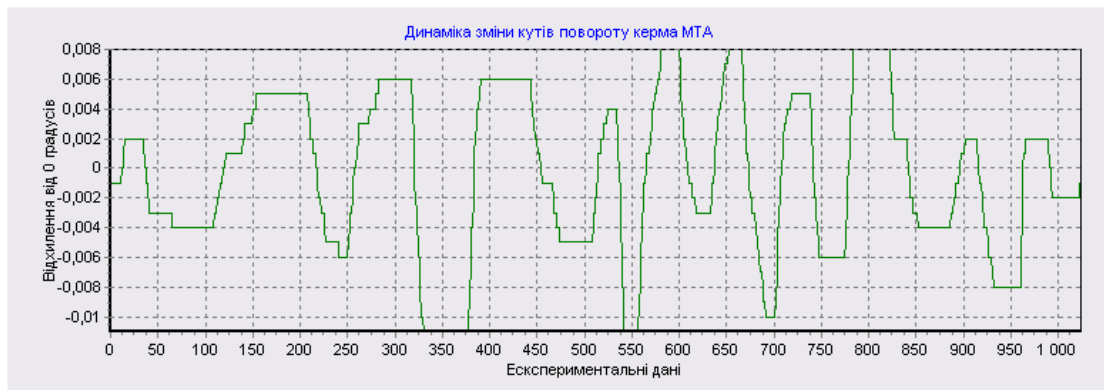


Рис. Б.11. Динаміка повороту керма МТА

Примітка: 16
 Тип експерименту: Розгін до швидкості
 Тип рульового керування: Постійне рівномірне прискорення
ПАРАМЕТРИ РУХУ
 Величина перешкод: 2
 Довжина колісної бази: 3500
 Передатне відношення керма: 12
 Кількість експериментальних точок: 1105
 Алгебраїчна сума значень експериментальних даних: 0,407873099545497
 Математичне очікування (середнє арифметичне): 0,000368782187654157
 Мінімальне значення даних: -0,00101594178039642
 Максимальне значення даних: 0,00182139201308528
 Діапазон зміни експериментальних даних: 0,0028373337934817
 Середина поля розсіювання: 0,000402725116344427
 Дисперсія: 5,35874862003462E-7
 Середнє квадратичне відхилення: 0,034732034740981234
 Кількість інтервалів: 24
 Коефіцієнт асиметрії: 0,147011188026158
 Екссес: 1,9779834738453
 приведена добротність: 56,718661073151693

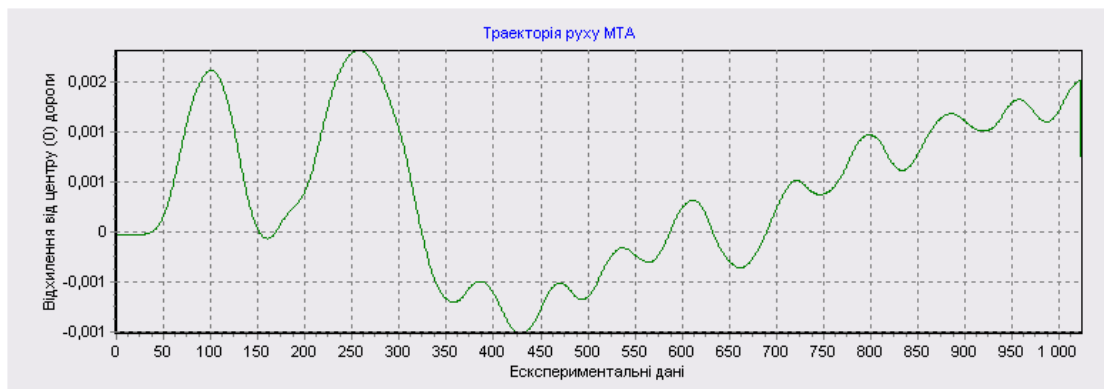


Рис. Б.12. Траєкторія руху МТА

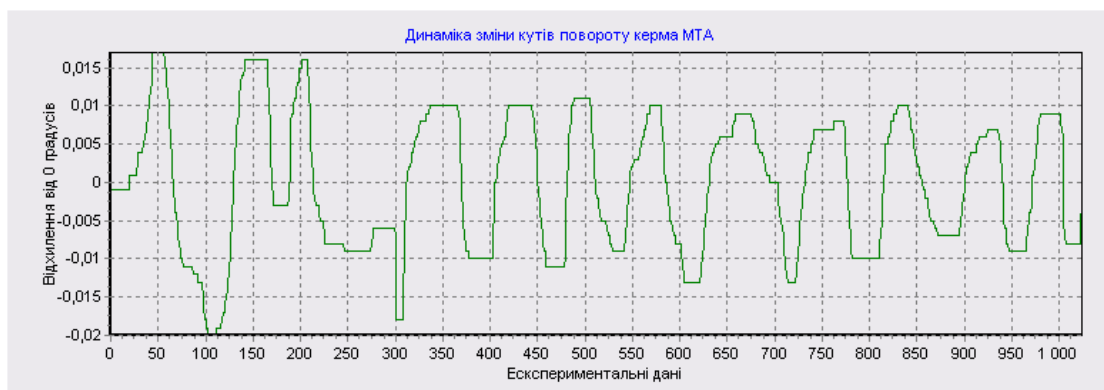


Рис. Б.13. Динаміка повороту керма МТА

Примітка: 21
 Тип експерименту: Розгін до швидкості
 Тип рульового керування: Постійне рівномірне прискорення
ПАРАМЕТРИ РУХУ
 Величина перешкод: 2
 Довжина колісної бази: 3500
 Передатне відношення керма: 12
 Кількість експериментальних точок: 1064
 Алгебраїчна сума значень експериментальних даних: 1,1820777600958
 Математичне очікування (середнє арифметичне): 0,00110993216910403
 Мінімальне значення даних: -0,0112749634217126
 Максимальне значення даних: 0,0121267509786709
 Діапазон зміни експериментальних даних: 0,0234017144003835
 Середина поля розсіювання: 0,000425893778479161
 Дисперсія: 5,06946970513848E-5
 Середнє квадратичне відхилення: 0,081200208603195
 Кількість інтервалів: 24
 Коефіцієнт асиметрії: -0,381994829576274
 Ексцес: 1,636805376927
 приведена добротність: 36,94518582086165



Рис. Б.14. Гістограма вихідного відклику відхилень від середини дороги

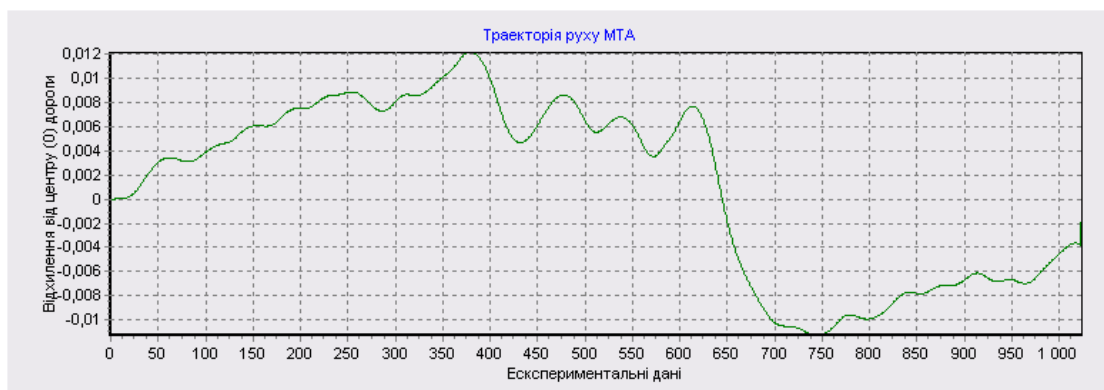


Рис. Б.15. Траєкторія руху МТА

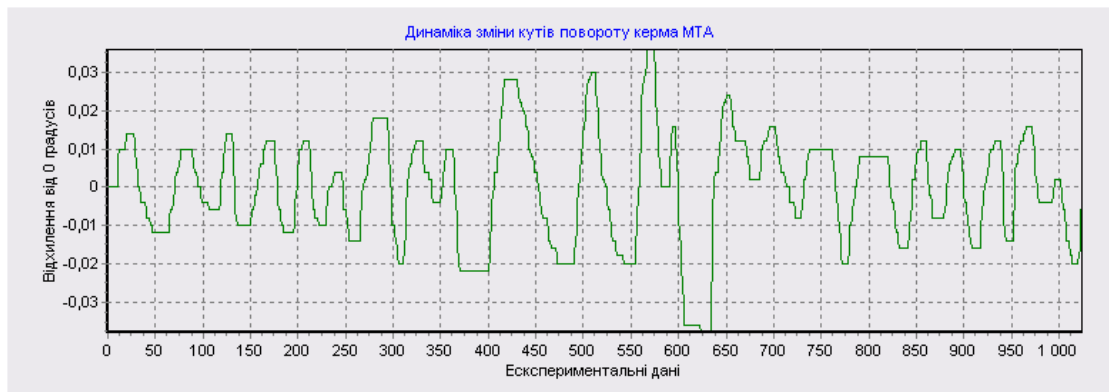


Рис. Б.16. Динаміка повороту керма МТА

Примітка: 22

Тип експерименту: Розгін до швидкості

Тип рульового керування: Постійне рівномірне прискорення

ПАРАМЕТРИ РУХУ

Величина перешкод: 2

Довжина колісної бази: 3500

Передатне відношення керма: 12

Кількість експериментальних точок: 1077

Алгебраїчна сума значень експериментальних даних: -1,2895086563768

Математичне очікування (середнє арифметичне): -0,00119620469051651

Мінімальне значення даних: -0,00949628466961468

Максимальне значення даних: 0,00711703730376358

Діапазон зміни експериментальних даних: 0,0166133219733783

Середина поля розсіювання: -0,00118962368292555

Дисперсія: 1,31716691812986E-5

Середнє квадратичне відхилення: 0,07062927943003823

Кількість інтервалів: 24

Коефіцієнт асиметрії: -0,555500984013373

Ексцес: 3,15309818934004

приведена добротність: 42,15184104402194

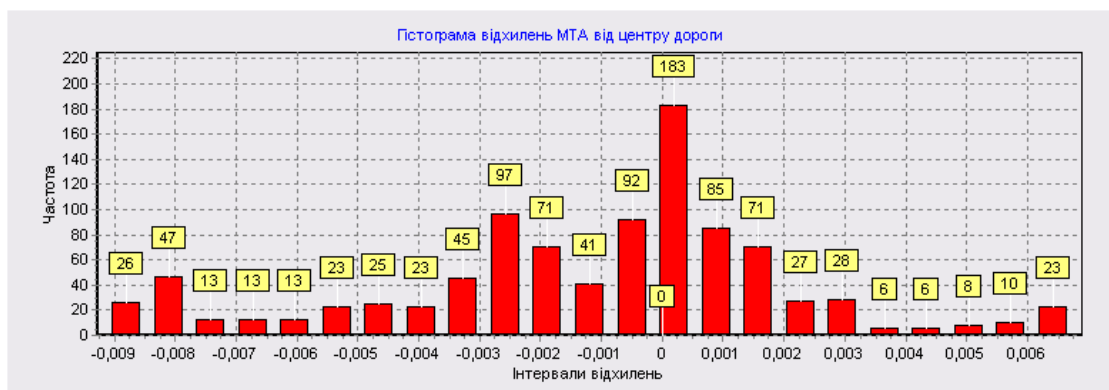


Рис. Б.17. Гістограма вихідного відклику відхилень від середини дороги

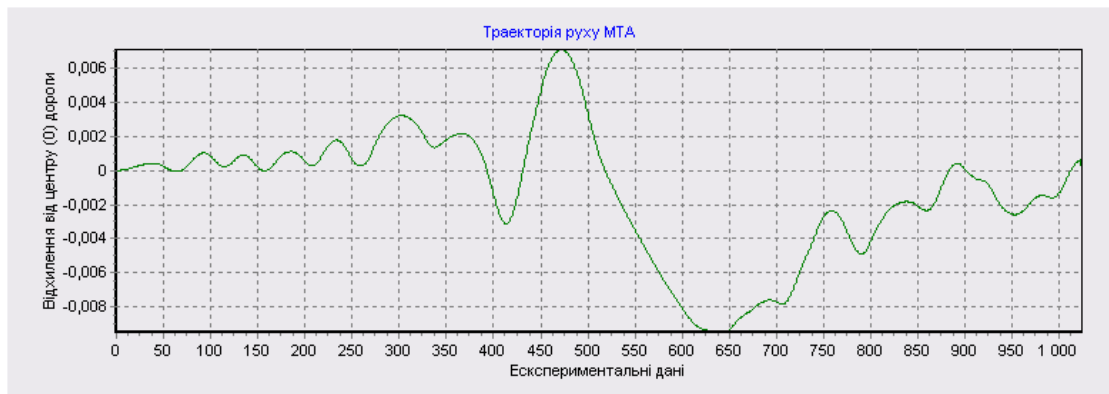


Рис. Б.18. Траєкторія руху МТА

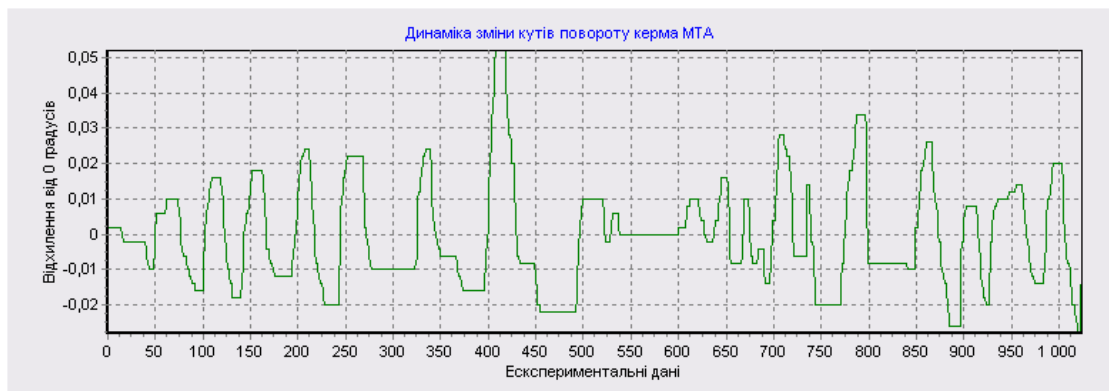


Рис. Б.19. Динаміка повороту керма МТА

Примітка: 23

Тип експерименту:

Розгін до швидкості

Тип рульового керування:

Постійне рівномірне прискорення

ПАРАМЕТРИ РУХУ

Величина перешкод: 2

Довжина колісної бази: 3500

Передатне відношення керма: 12

Кількість експериментальних точок: 1075

Алгебраїчна сума значень експериментальних даних: 4,67765048050723

Математичне очікування (середнє арифметичне): 0,00434725881088032

Мінімальне значення даних: -0,00500493148958815

Максимальне значення даних: 0,0185329607650838

Діапазон зміни експериментальних даних: 0,0235378922546719

Середина поля розсіювання: 0,00676401463774782

Дисперсія: 3,5347697522732E-5

Середнє квадратичне відхилення: 0,06794539296621611

Кількість інтервалів: 24

Коефіцієнт асиметрії: 0,57329376485685

Екссес: 2,4021005434466

приведена добротність: 44,565807715966169



Рис. Б.20. Гістограма вихідного відклику відхилень від середини дороги

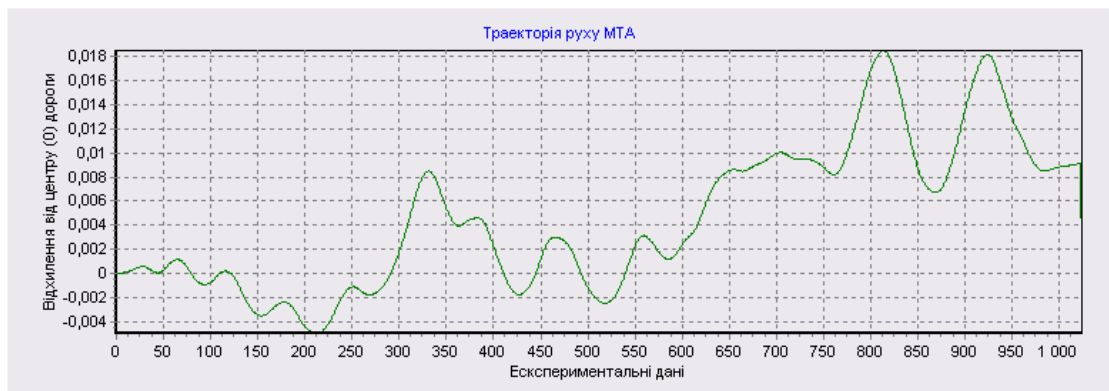


Рис. Б.21. Траєкторія руху МТА

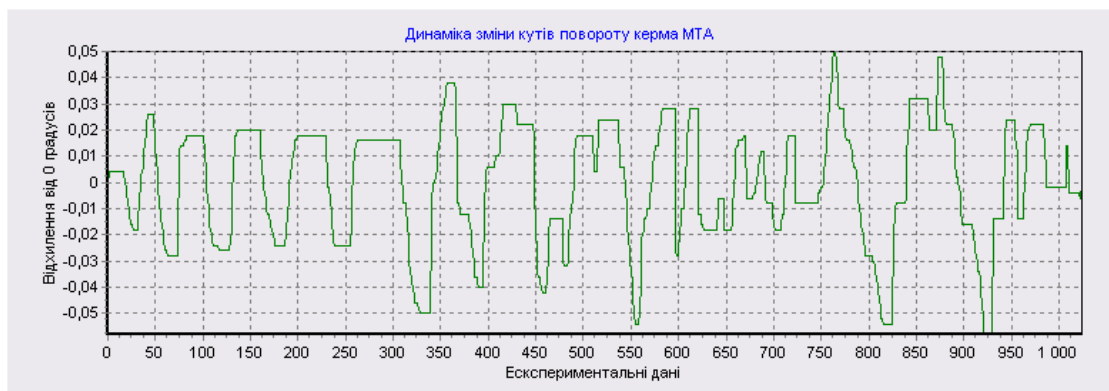


Рис. Б.22. Динаміка повороту керма МТА

Примітка: 24

Тип експерименту: Розгін до швидкості

Тип рульового керування: Постійне рівномірне прискорення

ПАРАМЕТРИ РУХУ

Величина перешкод: 2

Довжина колісної бази: 3500

Передатне відношення керма: 12

Кількість експериментальних точок: 1084

Алгебраїчна сума значень експериментальних даних: 2,62194015774925

Математичне очікування (середнє арифметичне): 0,002416534707603

Мінімальне значення даних: $-0,00215345718844315$
 Максимальне значення даних: $0,00701119020063697$
 Діапазон зміни експериментальних даних: $0,00916464738908012$
 Середина поля розсіювання: $0,00242886650609691$
 Дисперсія: $4,2535073626479E-6$
 Середнє квадратичне відхилення: $0,09306240329776887$
 Кількість інтервалів: 24
 Коефіцієнт асиметрії: $-0,395535837759914$
 Екссес: $2,53075465760855$
 приведена добротність: $43,0200197033386$

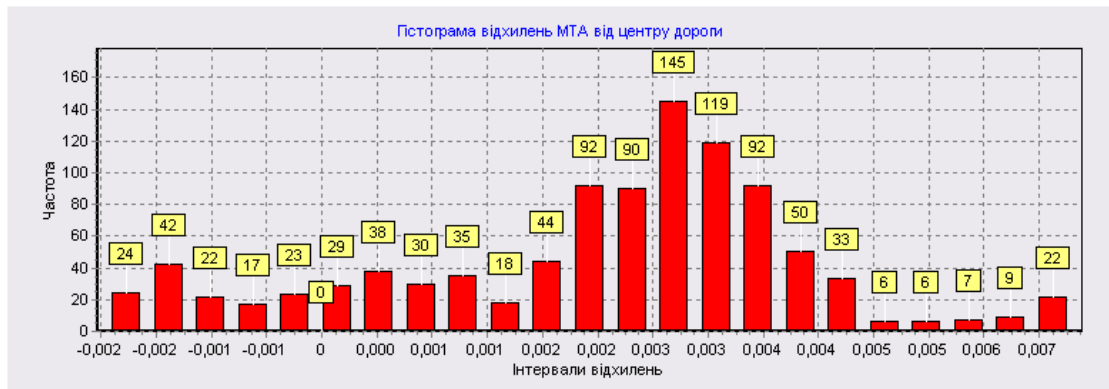


Рис. Б.23. Гістограма вихідного відклику відхилень від середини дороги

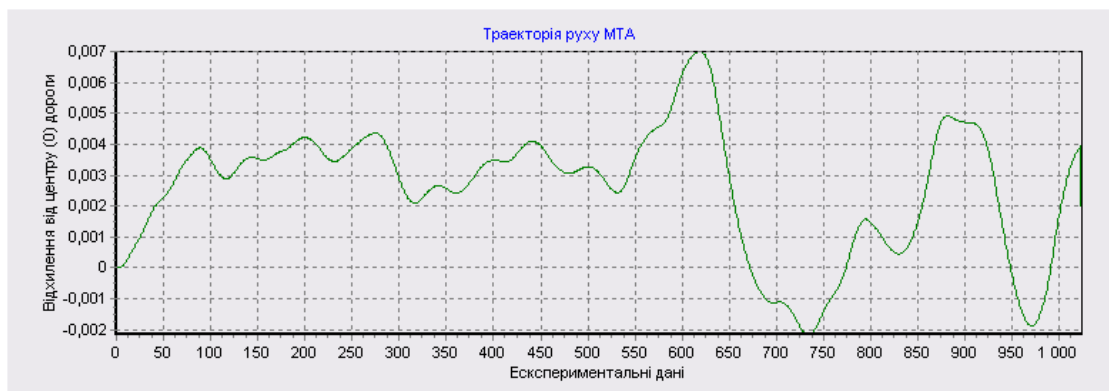


Рис. Б.24. Траєкторія руху МТА

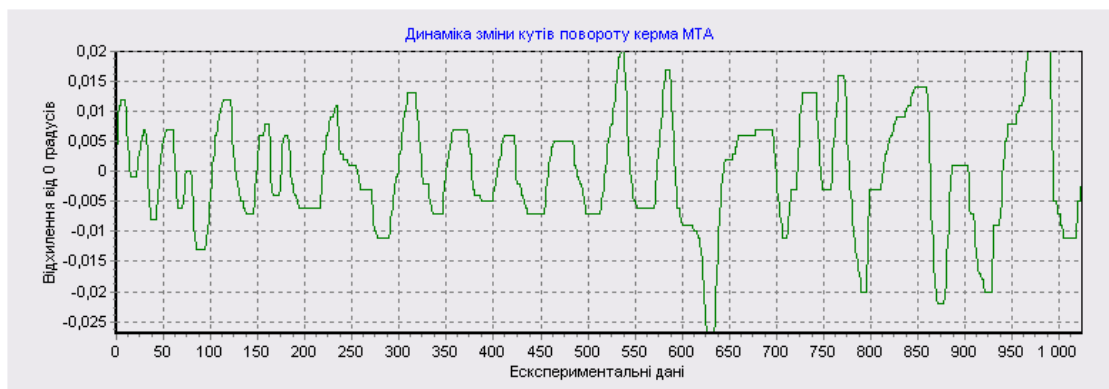


Рис. Б.25. Динаміка повороту керма МТА

Примітка: 25
 Тип експерименту: Розгін до швидкості
 Тип рульового керування: Постійне рівномірне прискорення
ПАРАМЕТРИ РУХУ
 Величина перешкод: 2
 Довжина колісної бази: 3500
 Передатне відношення керма: 12
 Кількість експериментальних точок: 1100
 Алгебраїчна сума значень експериментальних даних: 1,35122601329647
 Математичне очікування (середнє арифметичне): 0,00122727158337554
 Мінімальне значення даних: -0,00368614505286961
 Максимальне значення даних: 0,00569565043811116
 Діапазон зміни експериментальних даних: 0,00938179549098076
 Середина поля розсіювання: 0,00100475269262077
 Дисперсія: 5,35666509509646E-6
 Середнє квадратичне відхилення: 0,0111444703873224
 Кількість інтервалів: 24
 Коефіцієнт асиметрії: -0,321312297366845
 Ексцес: 2,07164778064065
 приведена добротність: 36,3366631009062

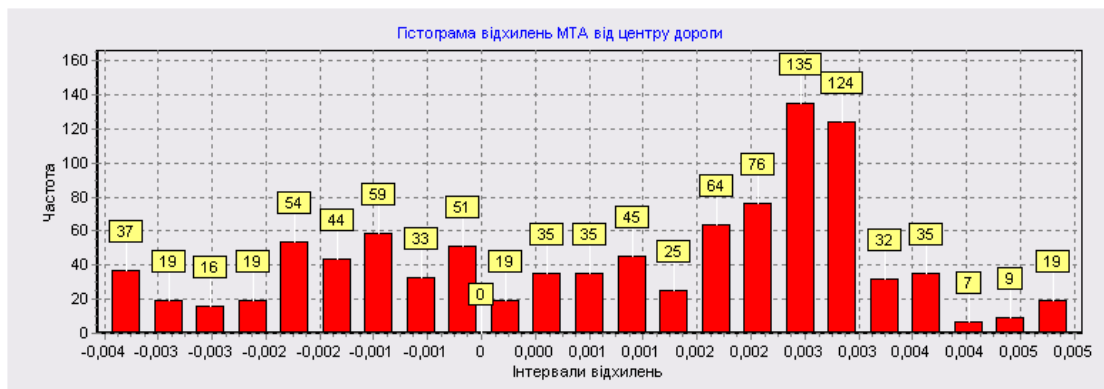


Рис. Б.26. Гістограма вихідного відклику відхилень від середини дороги

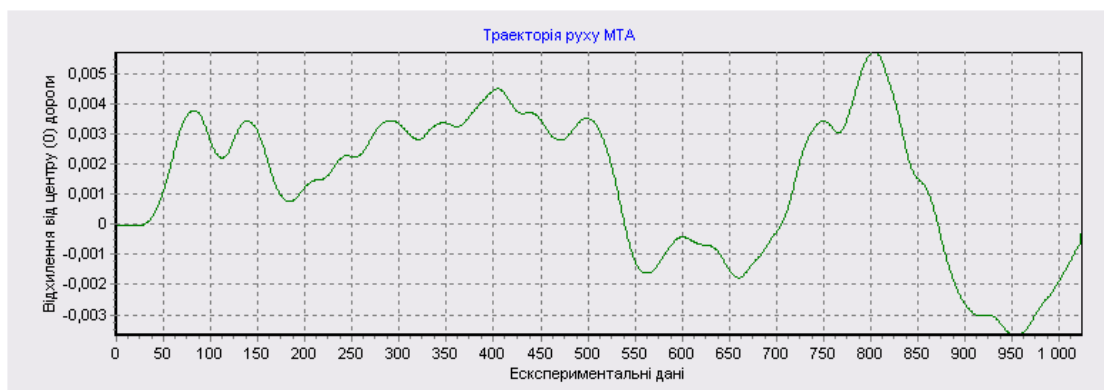


Рис. Б.27. Траєкторія руху МТА

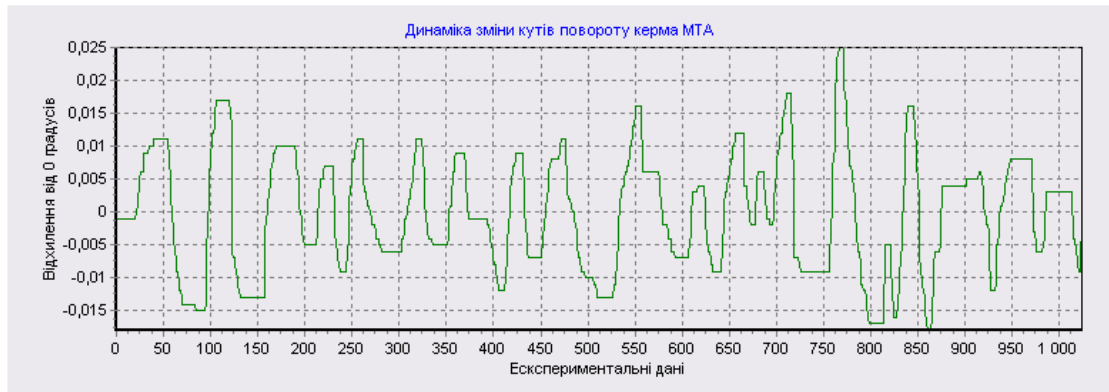


Рис. Б.28. Динаміка повороту керма МТА

Примітка: 26

Тип експерименту: Розгін до швидкості

Тип рульового керування: Постійне рівномірне прискорення

ПАРАМЕТРИ РУХУ

Величина перешкод: 2

Довжина колісної бази: 3500

Передатне відношення керма: 12

Кількість експериментальних точок: 1059

Алгебраїчна сума значень експериментальних даних: 0,979861357235436

Математичне очікування (середнє арифметичне): 0,000924397506825883

Мінімальне значення даних: -0,00140001966067557

Максимальне значення даних: 0,00261479364467392

Діапазон зміни експериментальних даних: 0,00401481330534949

Середина поля розсіювання: 0,000607386991999179

Дисперсія: 1,02035969622382E-6

Середнє квадратичне відхилення: 0,01051012855430575

Кількість інтервалів: 24

Коефіцієнт асиметрії: -0,207418840115695

Ексцес: 2,16511450768289

приведена добротність: 37,6009309991531

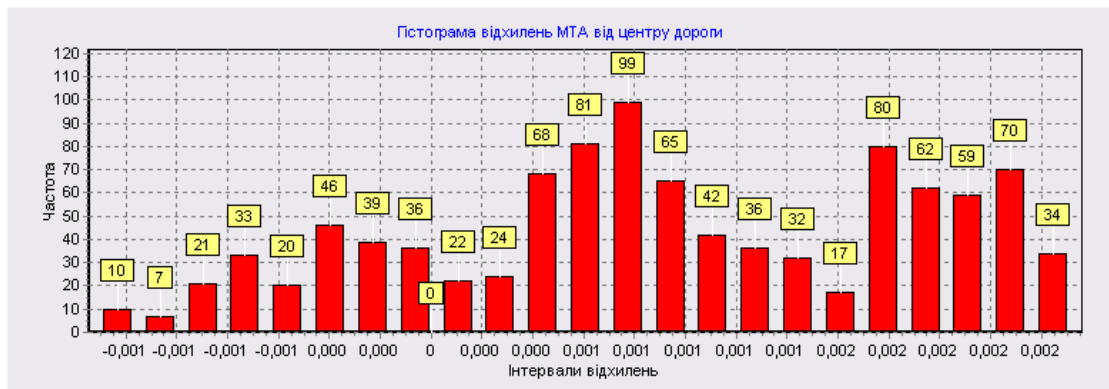


Рис. Б.29. Гістограма вихідного відклику відхилень від середини дороги

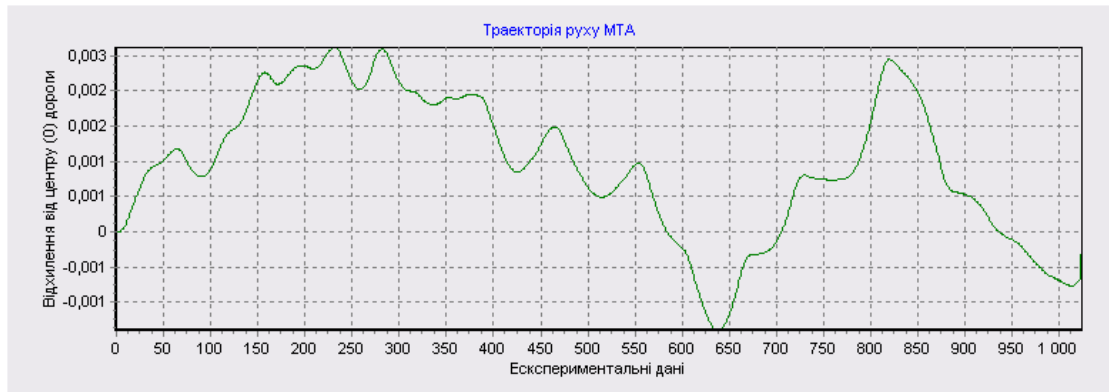


Рис. Б.30. Траєкторія руху МТА

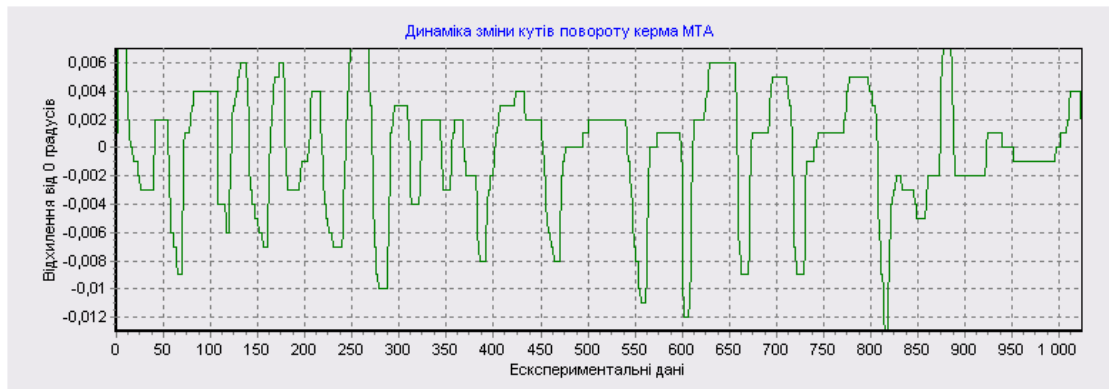


Рис. Б.31. Динаміка повороту керма МТА

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Маневренность и тормозные свойства колесных машин / М. А. Подригало, В. П. Волков, В. И. Кирчатый, А. А. Бобошко; под редакцией М. А. Подригало. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2003. – 403 с.
2. Лебедев А.Т. Тракторная энергетика Украины в период реформирования АПК. / А.Т. Лебедев, А.Е. Писаренко, А.С. Полянский // Сб. науч. трудов ХГТУСХ, 2002. - С. 40-48.
3. Петров В. О. Постійна чутливість рульового керування мобільних машин у транспортному режимі / В. О. Петров, А. М. Бондар // Праці Таврійської державної агротехнічної академії / відп. за вип. В. Т. Надикто. – Мелітополь, 2006. - Вип. 43. – С. 98 – 102.
4. Пат. 63416А Україна, МПК⁷ В62D1/18. Виконавчий механізм рульового керування транспортного засобу / М. М. Луб'яний, В. І. Просвірнін, В. О. Петров [та ін.] (Україна). - № 2003043409 ; заявл. 04.15.03; опубл. 15.01.04, Бюл. №1.
5. Пат. 24161 Україна, МПК⁷ В62D1/18. Рульова колонка транспортного засобу / А. М.Бондар, В. О. Петров, М. М. Луб'яний [та ін.] (Україна). - №200700056; заявл. 01.02.07; опубл. 25.06.07, Бюл. №9.
6. Пат. 12149 Україна, МПК⁷ В62D 1/18. Рульова колонка транспортного засобу / А. М. Бондар, М. С. Бондар, М. М. Луб'яний (Україна). - №200507860; заявл. 08.08.05; опубл. 16.01.06, Бюл. №1.
7. Пат. 9846 Україна, МПК⁷ В62D1/18. Рульова колонка транспортного засобу / В. О.Петров, А. М. Бондар, М. С. Бондар [та ін.] (Україна). - №200503317; заявл. 04.11.05; опубл. 17.10.05, Бюл. №10.
8. Журавель Д.П., Юдовинський В.Б. Дослідження процесу зношування основних сполучень деталей сільськогосподарської техніки через коефіцієнт зносу. Праці ТДАТА. Вип. 15. Мелітополь, 2003. С.24-29.
9. Журавель Д.П. Механізм процесу зміни триботехнічних властивостей моторних масел при експлуатації енергонасиченої техніки. Праці ТДАТА. Вип. 10. Мелітополь, 2003. С.148-152.

10. Журавель Д.П., Юдовинський В.Б. Еквівалентні коефіцієнти зносу і критерії припрацювання деталей сполучень сільськогосподарської техніки. Праці ТДАТА. Вип. 16. Мелітополь, 2003. С.29-33.
11. Юдовинський В.Б., Журавель Д.П. Реологічні процеси у контакті абразивного зерна з поверхневим шаром металу при зношуванні. Праці ТДАТА. Вип. 31. Мелітополь, 2005. С.180-183.
12. Юдовинський В.Б., Журавель Д.П. Деформація та енергоємність поверхневого шару перлітної основи чавунів при абразивному зношуванні Праці ТДАТА. Вип. 32. Мелітополь, 2005. С.76-80.
13. Журавель Д.П., Петренко К.Г. Определение аналитической функции для расчета конструктивных параметров испарителя. Праці ТДАТА. Вип. 33. Мелітополь, 2005. С.79-84.
14. Юдовинський В.Б., Журавель Д.П. Влияние модуля сдвига и энергии дислокаций на изнашивание материалов. Праці ТДАТА. Вип. 33. Мелітополь 2005. С.98-103.
15. Юдовинський В.Б., Журавель Д.П. Теория разрушения поверхностных слоев металла при трении. Праці ТДАТА. Вип. 34. Мелітополь, 2005. С.103-107.
16. Дідур В. А., Журавель Д.П., Кушлик Р.В. Ультразвуковий аналізатор моторного масла. Праці Таврійської державної агротехнічної академії : наук. фах. видання / ТДАТА; відп. за вип. В. А. Дідур. Мелітополь, 2006. Вип. 42. С. 137-141.
17. Журавель Д.П., Юдовинський В.Б., Петренко К.Г. Обоснование комплексного показателя износостойкости материалов. Праці ТДАТА. Вип. 42. Т.4. Мелітополь, 2006. С. 15-20.
18. Журавель Д.П. Юдовинський В.Б., Петренко К.Г. Класифікація основних спряжень гідросистем сільськогосподарської техніки по коефіцієнтам зносу. Праці ТДАТА. Вип. 45. Мелітополь, 2006. С. 113-118.
19. Петренко К.Г., Журавель Д.П. Решение задачи по удалению воды и остатков топлива из масел в тонкопленочном испарителе. Праці ТДАТА. Вип. 43. Т.4. Мелітополь, 2006. С. 133-137.

20. Журавель Д.П. Моделювання хіммотологічних і триботехнічних процесів в спряженнях тертя. Праці ТДАТА. Вип. 7, Т. 3. Мелітополь, 2007. С. 30-38.
21. Кушлик Р.В., Журавель Д.П. Дизельне паливо із ріпаку. Праці ТДАТА. Вип. 7, Т. 1. Мелітополь, 2007. С. 145-151.
22. Дідур В. А., Журавель Д.П., Юдовинський В.Б. Вплив метилових ефірів на процес зношення триботехнічних спряжень. Праці Таврійського державного агротехнологічного університету : наук. фах. видання / ТДАТУ; відп. за вип. В. А. Дідур. Мелітополь, 2008. Вип. 8, Т. 4. С. 3-9.
23. Дідур В. А., Журавель Д.П., Юдовинський В.Б. Металографічні дослідження процесу впливу метилового ефіру на поверхневу структуру металів і сплавів. Праці Таврійського державного агротехнологічного університету : наук. фах. видання / ТДАТУ; відп. за вип. В. А. Дідур. Мелітополь, 2008. Вип. 8, Т. 2. С. 10-14.
24. Журавель Д.П. Вплив диссоціативної хемосорбції органічних речовин на метали каталізатори. Праці ТДАТУ. Вип. 8. Т. 2. Мелітополь, 2008. С. 26-33.
25. Журавель Д.П., Савченко О.Д., Мовчан С.І. Обґрунтування необхідності вдосконалення вивчення дисципліни «Гідропривод сільськогосподарської техніки». Збірник науково-методичних праць “Удосконалення навчально-виховного процесу в вищому навчальному закладі”. Мелітополь, 2006. С.45-50.
26. Журавель Д.П. Вплив фізико-хімічних властивостей біодизеля на роботу ДВЗ. Праці ТДАТУ. Вип. 8. Т. 2. Мелітополь, 2008. С. 104-108.
27. Дідур В.А., Журавель Д.П., Савченко О.Д., Мовчан С.І. Методичне вдосконалення викладення гідромеханічного тиску і дотичних напружень в реальній рідині. Праці ТДАТУ. Вип. 8. Т.2. Мелітополь, 2008. С. 48-56.
28. Журавель Д.П., Петренко К.Г. Енерго-екологічні аспекти використання біопалива. Збірник наукових праць Міжнародної науково – практичної конференції «Екологічне підприємництво в АПВ». – Мелітополь, 2008, № 2. – С. 45-47.
29. Журавель Д.П., Юдовинський В.Б., Кюрчев С.В. Прогнозування ресурсу трибоспряжень мобільних сільськогосподарських агрегатів. Вісник харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Вип. 75, Харків, ХНТУСГ, 2008. С. 11-22.

30. Дидур В.А., Надыкто В.Т., Журавель Д.П., Юдовинский В.Б. Особенности эксплуатации мобильной сельскохозяйственной техники при использования биодизельного топлива. Тракторы и сельхозмашины. М. 2009. № 3. С. 3 - 6.
31. Журавель Д.П., Мітков Б.В. Ефективність експлуатації мобільної техніки на біодизелі. Практичний посібник аграрія «Agroexpert». Київ, №7-8 (12-13) 2009. С. 104-106.
32. Журавель Д.П., Дідур В.А. Критерії оцінки стійкості складових металів до зношування в середовищі біопалива. Збірник наукових праць «Механізація, екологізація та конвертація біосировини у тваринництві» Випуск 1 (3,4) ІМТ УААН. Запоріжжя, 2009. С.329-332.
33. Журавель Д.П., Юдовинський В.Б., Кюрчев С.В. Вплив біопалива на знос матеріалів паливної апаратури двигунів мобільної техніки. Науковий вісник Луганського національного аграрного університету. Серія:Технічні науки. Лганськ: Видавництво ЛНАУ, 2009. № 3. С.87-90.
34. Журавель Д.П., Юдовинський В.Б. Вплив меркаптанів біопалива на водневе зношування поверхонь тертя. Вісник Львівського НАУ: Агроінженерні дослідження. №13. Т.2. Львів, 2009. С. 182-189.
35. Журавель Д.П. Юдовинський В.Б. Знос матеріалів в середовищі біопалив. Праці ТДАТУ. Вип. 10. Т.2. Мелітополь, 2010. С. 77-90.
36. Журавель Д.П., Мурай С.В. Математическое моделирование рабочего процесса и определение экологических показателей дизеля Д-245 на номинальном режиме. Праці ТДАТУ. Вип. 10. Т.4. Мелітополь, 2010. С. 124-130.
37. Журавель Д.П., Юдовинський В.Б. Моделирование процесса изнашивания материалов трибосопряжений в среде биотоплива при периодической работе мобильной техники. Праці ТДАТУ. Вип. 10. Т.5. Мелітополь, 2010. С. 265-278.
38. Журавель Д.П., Кюрчев С.В. Порівняльна характеристика зносу та інтенсивності зношування матеріалів в середовищі біопалива і нафтового дизельного палива. Вісник Львівського НАУ: Агроінженерні дослідження, №14. Т.2. Львів, 2010. С.112-117.

39. Журавель Д.П., Юдовинський В.Б. Износ материалов деталей сопряжения типа вал-втулка продольного относительного перемещения в среде биотоплива. Праці ТДАТУ. Вип. 10. Т.10. Мелітополь, 2010. С. 76-86.
40. Журавель Д. П. Юдовинський В.Б. Диференціація зносу матеріалів пар тертя мобільної техніки, що працює на біопаливі [Електронний ресурс]. Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету. Мелітополь: ТДАТУ, 2011. Вип.1, Т.1. С.153-157.
41. Журавель Д.П., Зубкова К.В., Щепачова А.В. Особливості застосування біопалива для мобільних енергетичних засобів. Матеріали науково-практичної конференції «Актуальні проблеми дисциплін природничо-наукової підготовки сучасних інженерів». Херсон, ХДАУ, 2010. С.99-101.
42. Журавель Д.П., Шрамко С.В. Обґрунтування та розробка електротехнічного методу контролю зносу пар тертя в середовищі біопалива при триботехнічних дослідженнях. Матеріали науково-технічної конференції. Вип.9.Т.4. Мелітополь, 2010. С. 111-113.
43. Журавель Д. П. Юдовинський В.Б., Коломоец В.А. Моделирование процесса изнашивания прецизионных соединений топливных систем ДВС, работающих в среде биотоплива. Науковий вісник Луганського національного аграрного університету / ЛНАУ. Луганськ, 2011. № 29. С. 380-390.
44. Журавель Д. П. Юдовинський В.Б., Триботехнічні властивості олій біологічного походження. Праці Таврійського державного агротехнологічного університету : наукове фахове видання / ТДАТУ. Мелітополь : ТДАТУ, 2011. Вип. 11. Т. 4. С. 160-167.
45. Журавель Д.П. Дослідження триботехнічних властивостей ПММ та обґрунтування вибору методу контролю зносу пар тертя в середовищі біопалива. Міжвузівський семінар «Тракторна енергетика». Харків, ХНТУСГ. 2011. С. 52-53.
46. Посвятенко Е. К., Журавель Д.П. Прогнозування ресурсу деталей функціональних систем мобільних машин до виводу їх в ремонт. Вісник Національного транспортного університету : наук.-техн. збірник / Нац. трансп. ун-т. К., 2011. № 24, ч. 2. С. 45-48.

47. Журавель Д. П., Юдовинський В.Б., Коломоєць В.А. Исследования видов изнашивания деталей топливной аппаратуры в среде биоуглеводородных жидкостей. Праці Таврійського державного агротехнологічного університету : наукове фахове видання / ТДАТУ. Мелітополь, 2012. Вип. 12, т. 1. С. 62-67.
48. Журавель Д. П. Оцінка зносу трибоспряжень в середовищі біопаливо-мастильних матеріалів. Праці ТДАТУ: наукове фахове видання / ТДАТУ. Мелітополь, 2012. Вип. 12. Т.2. С. 28-33.
49. Журавель Д. П. Обґрунтування методу прогнозування ресурсу мобільної техніки при експлуатації її на біопаливі. Праці ТДАТУ: наукове фахове видання / ТДАТУ. Вип. 12. т. 3. Мелітополь, 2012. С. 109-119.
50. Журавель Д. П. Прогнозирование ресурса плунжерных пар топливных насосов. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація: зб. наук. праць / КНТУ. Кіровоград, 2012. Вип. 25. Т.1. С. 46-49.
51. Журавель Д. П. Водневе зношування матеріалів трибоспряжень дизельних двигунів в середовищі біодизеля. Міжвузівський семінар «Тракторна енергетика». Харків, ХНТУСГ, 2012. С. 52-56.
52. Журавель Д.П., Васько В.О. Методика оцінки змащувальних властивостей біологічних палив. Матеріали науково-технічної конференції Вип.10.Т.4. Мелітополь 2012. С. 31-33.
53. Журавель Д. П., Юдовинський В.Б., Коломоєць В.А. Экспериментальное моделирование процесса работы плунжерных пар ДВС. Механізація, екологізація та конвертація біосировини у тваринництві: зб. наук. праць / Ін-т механізації тваринництва УААН; гол. ред. І. А. Шевченко. Запоріжжя, 2012. Вип. 1(9). С. 195-199.
54. Журавель Д. П. Визначення металевого контакту при абразивному зношуванні деталей спряжень транспортних засобів [Електронний ресурс]. Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету / ТДАТУ. Мелітополь, 2012. Вип. 2. Т. 1. С. 254-259.

55. Дидур В.А., Журавель Д. П., Юдовинський В.Б., Коломоєць В.А. Исследование износа материалов деталей плунжерных пар топливной аппаратуры ДВС в среде биотоплива. Науковий вісник Луганського національного аграрного університету / ЛНАУ. Луганськ, 2012. № 41. С.67-76.
56. Журавель Д. П. Взаємозв'язок між коефіцієнтом зносу та коефіцієнтом тертя матеріалів. Вісник СевНТУ: зб. наук. праць / СевНТУ. Севастополь, 2012. – Вип. 128 : Машиноприладобудування та транспорт. С. 72-76.
57. Журавель Д. П., Юдовинський В.Б., Мітков Б.В. Дослідження впливу присадок на експлуатаційні властивості олій [Електронний ресурс]. Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету : Електронне наукове фахове видання / ТДАТУ. Мелітополь, 2012. Вип. 2, т. 4.
58. Журавель Д. П., Юдовинський В.Б., Коломоєць В.А. Исследования местных износов деталей плунжерных пар топливных насосов ДВС. Праці ТДАТУ. Вип. 2.Т.5. Мелітополь, 2012. С. 93-98.
59. Журавель Д.П. Моделирование износа зубчатых передач трансмиссий в среде биологических масел. Материалы международной научно-производственной конференции «Современные проблемы инновационного развития агроинженерии». Белгород:ФГБОУ ВПО «Белгородская государственная академия им. В.Я. Горина», 2012. Часть 2. С. 37-40.
60. Посвятенко Е.К., Журавель Д.П. Визначення основних видів взаємодій у системах контакту мобільної техніки. Управління проектами, системний аналіз і логістика: Науковий журнал. Вип.10. К.: НТУ,2012. С. 205-209.
61. Журавель Д. П., Кушлик Р.В. Ультразвуковой экспресс-метод оценки глицерина в биодизеле. Известия МААО. СПб., 2013. Вып. 16. т. 1. С. 104-109.
62. Журавель Д. П., Юдовинський В.Б., Кюрчев С.В. Прогнозирование ресурса трибосопряжений мобильной техники при использовании различных смазочных материалов. Материалы IX Международной научно-практической конференции «Актуальные проблемы научно-технического прогресса в АПК». Ставрополь: ФГБОУ ВПО Ставропольский государственный аграрный университет, 2013. С.50-54.

63. Дидур В.А., Журавель Д.П., Юдовинський В.Б, Коломеец В.А. Влияние износа плунжерных пар топливных насосов высокого давления на их гидравлическую плотность. Известия МААО. СПб, 2013. Вып. 18. С. 39-43.
64. Журавель Д. П. Моделювання енергетичного балансу трибосистеми сільськогосподарської техніки в середовищі змащувальних матеріалів. Вісник Українського відділення Міжнародної академії аграрної освіти : збірник наукових праць / УВ МААО; голов. ред. В. А. Дідур. Запоріжжя, 2013. Вип. 1. С. 126-132.
65. Журавель Д.П., Посвятенко Е.К. До прогнозування ресурсу мобільної техніки. Матеріали LХІХ наукової конференції професорсько-викладацького складу національного транспортного університету. К:НТУ, 2013. С.5-8.
66. Журавель Д. П., Коломеец В.А. Дослідження надійності ущільнюючих елементів паливних насосів високого тиску дизелів в середовищі біопалива. Праці ТДАТУ : наукове фахове видання. Мелітополь, 2014. Вип. 14. Т.2. С. 76-86.
67. Дидур В.А., Журавель Д.П., Юдовинський В.Б, Коломеец В.А. Сравнительная оценка надёжности плунжерных пар топливной аппаратуры дизелей на различных видах топлив. Материалы международной научно-технической конференции «Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве». Минск: НППЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства, 2014. С. 250-257.
68. Журавель Д. П. Особливості використання олив біологічного походження для мобільної техніки. Вісник Українського відділення Міжнародної академії аграрної освіти: зб. наук. праць / УВ МААО; гол. ред. В. А. Дідур. Запоріжжя, 2014. Вип. 2. С. 157-165.
69. Журавель Д. П. Обробка біодизеля ультразвуком. Праці Таврійського державного агротехнологічного університету : наукове фахове видання / ТДАТУ. Мелітополь, 2015. Вип. 15, т. 2 : Технічні науки. С. 181-184.
70. Журавель Д.П., Юдовинський В.Б, Коломеец В.А. Влияние абразивности биотоплива на износ плунжерных пар ТНВД. Праці Таврійського державного агротехнологічного університету : наукове фахове видання / ТДАТУ. Мелітополь, 2015. Вип. 15, т. 3. С. 350-356.

71. Дидур В. А., Журавель Д.П. Методика изучения дисциплины «Гидравлика» в аграрных высших технических заведениях. Сборник трудов по материалам III международной научно-практической интернет конференции «Инновационные технологии в современном образовании». Королев, 2015. С. 187-191.
72. Дидур В. А., Журавель Д.П. Надежность мобильной сельскохозяйственной техники при использовании биологических топливо - смазочных материалов. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України / НУБіП ; відп. ред. Д. О. Мельничук. К., 2016. № 251. С. 67-75.
73. Журавель Д.П. Методология обеспечения надежности мобильной техники при использовании биологических ТСМ. Енергозабезпечення технологічних процесів в агропромисловому комплексі України: матеріали VI Міжнародної науково-технічної конференції. Мелітополь, 2015. С. 8-10.
74. Журавель Д. П. Методология оцінки надійності мобільної сільськогосподарської техніки при експлуатації на різних видах паливо-мастильних матеріалів. Вісник Сумського національного аграрного університету / СНАУ. Суми, 2016. Вип. 10/3(31). С.66-71. (Механізація та автоматизація виробничих процесів).
75. Журавель Д. П. Вплив забрудненості абразивом біопаливо-мастильних матеріалів на енергоємність поверхневих шарів металів вузлів і агрегатів мобільної техніки. Вісник Українського відділення Міжнародної академії аграрної освіти. Херсон, 2017. Вип. 5. С.56-65.
76. Журавель Д. П. Забезпечення надійності мобільної сільськогосподарської техніки при експлуатації на різних видах паливо-мастильних матеріалів. Сучасні проблеми землеробської механіки : збірник тез доповідей XVII міжнародної наукової конференції (м. Суми, 17-18 жовтня 2016 р.) / СНАУ. Суми, 2016. С. 163-164.
77. Журавель Д. П. Підвищення ефективності експлуатації мобільної сільськогосподарської техніки при використанні біопаливо-мастильних матеріалів. Раціональне використання енергії в техніці. TechEnergy 2017: збірник тез доповідей XIII Міжнародної наукової конференції (м. Київ, 17-19 травня 2017 р.) / НУБіП. – К., 2017. – С. 155-156.

78. Журавель Д. П. Підвищення довговічності функціональних систем сільськогосподарської техніки при використанні біопаливно-мастильних матеріалів. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. К., 2018. Вип. 282. С.279-292.

79. Журавель Д.П., Постол Ю.О., Гулевський В.Б., Бондар А.М. Обґрунтування доцільності використання змащувальних матеріалів на основі біоолив для мобільної енергетики. Perspectives of science and education. Proceedings of the 6th International youth conference. SLOVO\WORD, New York, USA. 2018. Pp. 146-155.

80. Журавель Д.П., Постол Ю.О., Гулевський В.Б., Бондар А.М. Оцінка ефективності і технічного рівня ґрунтообробних мотоблоків. Матеріали міжнародної науково-практичної конференції «Перспективи розвитку технічних наук у країнах ЄС та в Україні». Влоцлавек, Республіка Польща, 2018.- С.99-103.

81. Журавель Д. П. Моделювання процесу зношування прецизійних пар паливних систем мобільної техніки при експлуатації на біодизелі. Праці ТДАТУ. Вип. 18.Т.2. Мелітополь, 2018 . С. 105-118.

82. Журавель Д. П. Підвищення ефективності використання мобільної сільськогосподарської техніки шляхом забезпечення оптимального складу сумішевих біодизельних паливних. Науковий вісник ТДАТУ: Електронне наукове фахове видання. Вип.8. Т.2. Мелітополь: ТДАТУ, 2018. С. 91-107.

83. Журавель Д.П., Петренко К.Г. Роль дисципліни «Триботехніка» в підготовці магістрів спеціальності «Галузеве машинобудування». Збірник науково-методичних праць “Удосконалення освітньо-виховного процесу в закладі вищої освіти”. Мелітополь, 2019. С.163-168.

84. Журавель Д.П., Постол Ю.О., Гулевський В.Б., Бондар А.М. Обоснование критериев оценки эффективности смазочного действия моторных масел. Proceedings of the International Scientific and Practical Conference “Technical sciences: history, the present time, the future, EU experience” // Wloclawek, Republic of Poland, September 27-28, 2019. Izdevnieciba “ Baltija Publishing”, 2019. S.155-162.

85. Журавель Д.П., Постол Ю.О., Гулевський В.Б., Бондар А.М. Електрохімічні технології очищення стічних вод. «Сучасний рух науки»: матеріали ІХ міжнародної

науково-практичної інтернет-конференції, 2-3 грудня 2019 р. Дніпро, 2019. Т.1. С. 424-430.

86. Журавель Д. П. Обґрунтування пристрою для оцінки триботехнічних властивостей змащувальних матеріалів. Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету. Вип. 9. Том 1. Мелітополь, 2019. С.12-22.

87. Журавель Д. П. Моделювання працездатності машино-тракторного агрегату при експлуатації на біодизелі. Праці ТДАТУ. Вип.19.Т.3. Мелітополь, 2019. С.57-68.

88. Журавель Д. П. Обґрунтування методики прогнозування технічного стану функціональних систем мобільних енергетичних засобів. Праці ТДАТУ. Вип. 19.Т.4. Мелітополь, 2019. С.86-104.

89. Журавель Д. П., Бондар А. М., Мілько Д. О. Використання біологічної оливи для сільськогосподарської техніки. Механізація та електрифікація сільського господарства : загальнодержавний збірник / ННЦ «ІМЕСГ». Глеваха, 2019. Вип. № 10 (109). С. 125-131.

90. Galina Gritsaenko, Igor Gritsaenko, Andrei Bondar, Dmytro Zhuravel. Mechanism for the Maintenance of Investment in Agriculture. Modern Development Paths of Agricultural Production. Springer Nature Switzerland AG., 2019. – P.29-40.

91. Журавель Д.П. Оцінка надійності паливного насоса високого тиску дизельного двигуна при експлуатації на різних видах паливних. Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету імені Дмитра Моторного. Вип. 10. Том 2. - Мелітополь, 2020. 11 с.

92. Журавель В.П., Журавель Д.П. Структура і характеристика інтерактив-них технологій навчання. Зб. наук.-метод. пр. ТДАТУ «Удосконалення освітньо-виховного процесу в закладі вищої освіти». 2020. Вип. 23. С. 91–96.

93. Журавель Д.П. Методологічні принципи підвищення надійності сільськогосподарської техніки при використанні біопально-мастильних матеріалів. Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі: матеріали І Міжнар. наук.-практ. Інтернет-конференції (Мелітополь, 01-24 квітня 2020 р.) / ТДАТУ: ред. кол. В. М. Кюрчев, В. Т. Надикто, О. Г. Скляр [та ін.]. - Мелітополь: ТДАТУ, 2020. С.349-354.

94. Журавель Д.П. Количественные и качественные изменения показателей моторных масел в процессе их использования. Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі: матеріали I Міжнар. на-ук.-практ. Інтернет-конференції (Мелітополь, 01-24 квітня 2020 р.) / ТДАТУ: ред. кол. В. М. Кюрчев, В. Т. Надикто, О. Г. Скляр [та ін.]. - Мелітополь: ТДАТУ, 2020. - С.322-327.
95. Журавель Д.П. Влияние процессов старения и загрязнения моторных масел на изнашивание основных узлов тракторных двигателей. Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі: матеріали I Міжнар. наук.-практ. Інтернет-конференції (Мелітополь, 01-24 квітня 2020 р.) / ТДАТУ: ред. кол. В. М. Кюрчев, В. Т. Надикто, О. Г. Скляр [та ін.]. Мелітополь: ТДАТУ, 2020. С.333-338.
96. Журавель Д. П. Вплив технічного обслуговування і ремонту на надійність машин та обладнання при використанні біологічних рідин. Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету імені Дмитра Моторного [Електронний ресурс]. Вип. 10. Том 1. Мелітополь, 2020. 9 с. DOI:10.31388/2220-8674-2020-1-3.
97. Журавель Д. П. Рациональное використання біологічних оливок для мобільних енергетичних засобів. Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету імені Дмитра Моторного [Електронний ресурс]. Вип. 10. Том 1. Мелітополь, 2020. 17 с. DOI:10.31388/2220-8674-2020-1-9.
98. Kyrylo Samoichuk, Dmytro Zhuravel, Olga Viunyk, Dmytro Milko, Andrii Bondar. Research on milk homogenization in the stream homogenizer with separate cream feeding. *Potravinarstvo Slovak Journal of Food Sciences*, 2020. Vol. 14. P.142-148.
99. Dmitry Milko, Dmytro Zhuravel, Kyrylo Samoichuk, Yulia Postol. Revealing new patterns in resourcesaving processing of chromium-containing ore raw materials by solidphase reduction. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2020. Vol. 1/12(103). P.24-29.
100. Dmytro Milko., Oleksandr Sclyar., Radmila Sclyar., Ganna Pedchenko., Dmytro Zhuravel. Results of the nutritional preservation research of the alfalfa laying on storage

with two-phase compaction. INMATEH - Agricultural Engineering. National Institute Of Research-Development For Machines And Installations Designed To Agriculture And Food Industry INMA Bucharest, Vol. 60, no.1 / 2020. P. 269-274.

101. Kyrylo Samoichuk, Dmytro Zhuravel, Nadiya Palyanichka, Vadim Oleksiienko, Serhii Petrychenko. Improving the quality of milk dispersion in a counter-jet homogenizer. Potravinarstvo Slovak Journal of Food Sciences, 2020. Vol. 14. P.633-640.

102. Журавель Д.П. Аналіз технологій отримання біодизельних палив. Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі: матеріали II Міжнар. наук.-практ. Інтернет-конференції. Мелітополь, 02-27 листопада 2020 р. С.65-71.

103. Журавель Д.П. Підвищення зносостійкості трибосистем при використанні добавок. Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі: матеріали II Міжнар. наук.-практ. Інтернет-конференції. Мелітополь, 02-27 листопада 2020 р. С.422-431.

104. Журавель Д.П. Бондар А.М. Обґрунтування показників експлуатаційної надійності енергетичних засобів. Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі: матеріали II Міжнар. наук.-практ. Інтернет-конференції. Мелітополь, 02-27 листопада 2020 р. С.467-473.

105. Журавель Д.П. Бондар А.М. Несправності рульового керування та їх наслідки. Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі: матеріали II Міжнар. наук.-практ. Інтернет-конференції. Мелітополь, 02-27 листопада 2020 р. С.478-479.

106. Журавель Д.П., Петренко К.Г. Обґрунтування процесів при терті та зношуванні трибоспряжень. Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі: матеріали II Міжнар. наук.-практ. Інтернет-конференції. Мелітополь, 02-27 листопада 2020 р. С.495-501.

107. Журавель Д.П. Безмоторні методи оцінки якості моторних олив енергетичних засобів. Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі: матеріали II Міжнар. наук.-практ. Інтернет-конференції. Мелітополь, 02-27 листопада 2020 р. С.504-510.

108. Журавель Д.П. Обґрунтування видів зношування енергетичних засобів та методів їх оцінки. Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі: матеріали II Міжнар. наук.-практ. Інтернет-конференції. Мелітополь, 02-27 листопада 2020 р. С.537-538.

109. Журавель Д.П., Бондар А.М. Технологія ремонту рульових рейок. Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі: матеріали II Міжнар. наук.-практ. Інтернет-конференції. Мелітополь, 02-27 листопада 2020 р. С.537-538.

110. Журавель Д.П. Методика розрахунку енергоємності матеріалів деталей трибоспряджень. Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі: матеріали II Міжнар. наук.-практ. Інтернет-конференції. Мелітополь, 02-27 листопада 2020 р. С.605-610.

111. Журавель Д.П. Діагностуванні технічного стану енергетичних засобів шляхом контролю якісних показників змащувальних олив. Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі: матеріали II Міжнар. наук.-практ. Інтернет-конференції. Мелітополь, 02-27 листопада 2020 р. С.402-412.

112. Журавель Д.П. Розподіл енергії в процесі тертя і зношування по-верхонь деталей вузлів і агрегатів. Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі: матеріали II Міжнар. наук.-практ. Інтернет-конференції. Мелітополь, 02-27 листопада 2020 р. С.637-644.

113. Журавель Д.П., Бурцева С.О. Дослідження гідроабразивного зносу заглибних насосів. Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі: матеріали II Міжнар. наук.-практ. Інтернет-конференції. Мелітополь, 02-27 листопада 2020 р.

114. Журавель Д.П., Клик А.В. Обґрунтування кавітаційного зносу енергосистем. Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі: матеріали II Міжнар. наук.-практ. Інтернет-конференції. Мелітополь, 02-27 листопада 2020 р. С.488-492.

115. Журавель Д.П., Лакосіна А.О. Фретинг і фретинг-втома конструкційних матеріалів і деталей. Технічне забезпечення інноваційних технологій в

агропромислового комплексу: матеріали II Міжнар. наук.-практ. Інтернет-конференції. Мелітополь, 02-27 листопада 2020 р. С.525-528.

116. Struchaiev N., Postol Y., Stopin Y., Zhuravel D., Hulevskiy V. Ways to improve the efficiency of pipelines heat insulation. *Problems of the Regional Energetics*, 2 (46) 2020. P. 43-52.

117. Журавель Д. П., Бондар А. М. Покращення та оцінка якісних показників відпрацьованих автотракторних олив для сільськогосподарської техніки. Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету: електронне наукове фахове видання / ТДАТУ. Мелітополь: ТДАТУ, 2021. Вип. 11, том 1. 15 с. DOI: 10.31388/2220-8674-2021-1-6.

118. Журавель Д. П., Бондар А. М. Прогнозування ресурсу трибосистем при використанні сумішевих олив. Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету: електронне наукове фахове видання / ТДАТУ. Мелітополь: ТДАТУ, 2021. Вип. 11, том 1. 19 с. DOI: 10.31388/2220-8674-2021-1-10.

119. Журавель Д. П., Бондар А.М., Дашивець Г.І., Паніна В.В. Обґрунтування швидкісних параметрів роботи машино-тракторного агрегату. Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету: електронне наукове фахове видання / ТДАТУ. Мелітополь: ТДАТУ, 2021. Вип. 11, том 2. С. 85-97. 13 с. DOI: 10.31388/2220-8674-2021-2-16.

120. Dmytro Zhuravel. Research of lubricant properties of used tractor motor oils. Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету: електронне наукове фахове видання / ТДАТУ. Мелітополь: ТДАТУ, 2021. Вип. 11, том 2. 18 с. DOI: 10.31388/2220-8674-2021-2-5.

121. Kuznetsov, M., Lysenko, O., Chebanov, A., Zhuravel, D. (2021). Ensuring power balance in a hybrid power system with a backup generator. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 6 (8 (114)), 6–15. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.245557>.

122. Журавель Д.П., Бондар А.М. Підвищення надійності паливної системи сільськогосподарської техніки за рахунок удосконалення системи очищення дизельного біопального. Обуховські читання: XVI Міжнародна науково-практична

конференція, м. Київ, 30 березня 2021 року: тези конференції. Національний університет біоресурсів і природокористування України. К., 2021. С.81-84.

123. Журавель Д.П. Підвищення надійності дизельних двигунів за рахунок підвищення повноти згорання біодизеля. Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції «Молодь і технічний прогрес в АПВ» Інноваційні розробки в аграрній сфері. Том 2. Харків: ХНТУСГ, 2021. С. 22-24.

124. Zhuravel D., Boltianska N. Integrated approach to ensuring the reliability of complex systems. The XII International Science Conference «Current issues, achievements and prospects of Science and education», May 03 – 05, 2021, Athens, Greece. P. 231-233.

125. Біляєва А.С., Журавель Д.П., Болтянський Б.В. Епіламування - ефективний захист трубопроводів від корозії. Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі: матеріали III Міжнар. наук.-практ. Інтернет-конференц. Мелітополь, 2021. С. 47-49.

126. Іванова Д.В., Журавель Д.П. Електроерозійна обробка металів. Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі: матеріали III Міжнар. наук.-практ. Інтернет-конференц. Мелітополь, 2021. С. 497-499.

127. Облещенко А.Д., Журавель Д.П. Методи підвищення довговічності деталей та вузлів аксіально-поршневих гідромашин. Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі: матеріали III Міжнар. наук.-практ. Інтернет-конференц. Мелітополь, 2021. С. 502-504.

128. Фурдак Т.В., Журавель Д.П. Вплив на випробувальну поверхню робочих олив, які використовуються в гідросистемах сільськогосподарських машин. Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі: матеріали III Міжнар. наук.-практ. Інтернет-конференц. Мелітополь, 2021. С. 470-472.

129. Алдошин А.С. Журавель Д.П. Ремонт блоків циліндрів з тріщинами верхніх перемичок. Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі: матеріали III Міжнар. наук.-практ. Інтернет-конференц. Мелітополь, 2021. С. 480-482.

130. Алдошин А.С. Журавель Д.П. Дослідження руйнувань в корінних опорах двигунів. Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі: матеріали III Міжнар. наук.-практ. Інтернет-конференц. Мелітополь, 2021. С. 491-493.

131. Алдошин А.С. Журавель Д.П. Ремонт чавунних блоків з тріщинами водяних сорочок. Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі: матеріали III Міжнар. наук.-практ. Інтернет-конференц. Мелітополь, 2021. С. 514-516.

132. Журавель Д. П., Бондар А. М., Дашивець Г. І. Методика обробки емпіричних даних якісних показників роботи колісної машини. Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету: електронне наукове фахове видання / ТДАТУ; гол. ред. д.т.н., проф. В. М. Кюрчев. Мелітополь: ТДАТУ, 2022. Вип. 12, том 2. 13 с. DOI: 10.31388/2220-8674-2022-2-2

133. Zhuravel, D.; Samoichuk, K.; Petrychenko, S.; Bondar, A.; Hutsol, T.; Kubo' n, M.; Niemiec, M.; Mykhailova, L.; Gródek-Szostak, Z.; Sorokin, D. Modeling of Diesel Engine Fuel Systems Reliability When Operating on Biofuels. *Energies*, 2022, 15, 1795. <https://doi.org/10.3390/en15051795>.

134. Kapłan, M.; Klimek, K.; Maj, G.; Zhuravel, D.; Bondar, A.; Lemeshchenko-Lagoda, V.; Boltianskyi, B.; Boltianska, L.; Syrotyuk, H.; Syrotyuk, S.; et al. Method of Evaluation of Materials Wear of Cylinder-Piston Group of Diesel Engines in the Biodiesel Fuel Environment. *Energies*, 2022, 15, 3416. <https://doi.org/10.3390/en15093416>.

135. Журавель Д. П., Бондар А. М., Філенко Д. Ю. Структурний аналіз надійності сільськогосподарської техніки при експлуатації на біопально-мастильних матеріалах. Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету: електронне наукове фахове видання / ТДАТУ; гол. ред. д.т.н., проф. В. М. Кюрчев. Мелітополь: ТДАТУ, 2022. Вип. 12, том 3. 12 с. DOI: 10.31388/2220-8674-2022-3-5.

136. Журавель Д. П. Прогнозування надійності паливної системи мобільної техніки при використанні біодизельних паливних. Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету: електронне наукове фахове видання / ТДАТУ;

гол. ред. д.т.н., проф. В. М. Кюрчев. Мелітополь: ТДАТУ, 2022. Вип. 12, том 3. 15 с.
DOI: 10.31388/2220-8674-2022-3-14.

137. Borysov, V., Torubara, O., Volokh, V., Poliakov, A., Yamshinskij, M., Lukianenko, I., Andreev, A., Bilko, T., Zhuravel, D., Ivanchenko, D. (2022). Identifying features in the structural and phase composition of the products of recycling of the scale of high-speed cutting steel by carbon thermal reduction. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 6 (12 (120)), 46–51. doi: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2022.269507>.

138. Zhuravel, D. Methodology for forecasting the resource of diesel units and units in a biofuel environment. "Information technologies in energy and agro-industrial complex" Conference materials xith international scientific conference, October 4-6, LVIV 2022, P. 44-47.

139. Журавель Д.П. Обґрунтування перспективних напрямків оцінки ремонтпридатності блоків циліндрів двигунів мобільної техніки. MATERIALS of the III International Scientific and Practical Internet Conference "The development of modern science and education: realities, problems of quality, innovations" September 30, Запоріжжя 2022, С. 108-113.

140. Журавель Д.П. Обґрунтування надійності паливних систем дизелів при використанні біопальних. Збірник тез доповідей XXIII Міжнародної наукової конференції "Сучасні проблеми землеробської механіки" (16–18 жовтня 2022 року). МОН України, Національний університет біоресурсів і природокористування України, Житомирський агротехнічний фаховий коледж. Київ. Житомир. 2022. С. 238-241.

141. Журавель Д.П., Бондар А.М. Діагностування елементів системи рульового керування. Матеріали IV Міжнародної науково-практичної конференції «Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі», Запоріжжя, 2022. С. 138-140.

142. Журавель Д.П., Бондар А.М. Методи та засоби діагностування рульового керування. Матеріали IV Міжнародної науково-практичної конференції «Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі», Запоріжжя, 2022. С. 149-150.

143. Журавель Д.П. Характеристика відмов агрегатів і систем сільськогосподарської техніки при експлуатації на біопально-мастильних матеріалах. Матеріали IV Міжнародної науково-практичної конференції «Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі», Запоріжжя, 2022. С. 84-86.

144. Журавель Д. П., Бондар А. М. Обґрунтування впливу системи очищення відпрацьованих робочих рідин на надійність гідравлічних систем. Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету: електронне наукове фахове видання / ТДАТУ; гол. ред. д.т.н., проф. В. М. Кюрчев. Мелітополь: ТДАТУ, 2023. Вип. 13, том 1. 14 с. DOI: 10.31388/2220-8674-2023-1 -4.

145. Журавель Д. П., Бондар А. М., Дашивець Г.І. Обґрунтування діагностичних параметрів рульового керування транспортного засобу під час технічного обслуговування. Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету: електронне наукове фахове видання / ТДАТУ; гол. ред. д.т.н., проф. В. М. Кюрчев. Мелітополь: ТДАТУ, 2023. Вип. 13, том 2. 10 с. DOI: 10.31388/2220-8674-2023-2 -1.

146. Dmytro Zhuravel, Andrii Bondar. Reliability of diesel fuel system working on various types of fuel. Збірник тез доповідей XIX Міжнародної наукової конференції «Рациональне використання енергії в техніці. TechEnergy 2023» (18-19 травня 2023 року). Національний університет біоресурсів і природокористування України. Київ. 2023. С.93-96.

147. Zhuravel D. Determination of linear dimensions of boxes and thirds of individual castor varieties. Праці Таврійського державного агротехнологічного університету: наукове фахове видання / ТДАТУ; гол. ред. д.т.н., проф. В. М. Кюрчев. Запоріжжя: ТДАТУ, 2023. Вип. 23, т. 1. С. 63-76. DOI: 10.31388/2078-0877-2023-23-1-63-76.

148. Zhuravel D. P. Ensuring the reliability of hydraulic systems of mobile equipment when using biological fluids. Збірник тез доповідей XXIV Міжнародної наукової конференції "Сучасні проблеми землеробської механіки" (17–19 жовтня 2023 року). МОН України, Національний університет біоресурсів і природокористування України. Київ. 2023. С.317-321.

149. Журавель Д. П. Обґрунтування характеру руйнувань стінок водяних сорочок блоків циліндрів дизелів. Матеріали V Міжнародної науково-практичної конференції «Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі» (01–24 листопада 2023 року). Запоріжжя: ТДАТУ, 2023. С. 223-226.

150. Журавель Д. П. Аналіз аварійних пробоїн стінок блоків циліндрів дизелів. Матеріали V Міжнародної науково-практичної конференції «Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі» (01–24 листопада 2023 року). Запоріжжя: ТДАТУ, 2023. С. 232-234.

151. Журавель Д. П. Аналіз деформацій привалочних площин блоків, сполучених з головками циліндрів. Матеріали V Міжнародної науково-практичної конференції «Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі» (01–24 листопада 2023 року). Запоріжжя, 2023. С. 243-245.

152. Журавель Д. П. Обґрунтування методу віброобкочування для відновлення гільз циліндрів автотракторних двигунів. Матеріали X Міжнародної науково-практичної конференції «Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин та знарядь» (18 квітня 2024 року). Житомир: ЖАФК, 2024. С. 105-107.

153. Журавель Д. П., Бондар А. М. Моделювання керованості колісних тракторів шляхом використання адаптивного рульового керування. Праці Таврійського державного агротехнологічного університету: наукове фахове видання / ТДАТУ; гол. ред. д.т.н., проф. В. М. Кюрчев. Запоріжжя: ТДАТУ, 2024. Вип. 24, т. 3. С. 18-38. DOI: 10.32782/2078-0877-2024-24-3-2.

154. Журавель Д. П., Бондар А. М. Техніко-економічне обґрунтування доцільності використання адаптивного рульового керування колісного трактора. Праці Таврійського державного агротехнологічного університету: наукове фахове видання / ТДАТУ; гол. ред. д.т.н., проф. В. М. Кюрчев. Запоріжжя: ТДАТУ, 2024. Вип. 24, т. 2. С. 7-17. DOI: 10.32782/2078-0877-2024-24-2-1.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	3
1. АНАЛІЗ СТАНУ ПЕРСПЕКТИВНИХ НАПРЯМКІВ РОЗВИТКУ РУЛЬОВИХ КЕРУВАНЬ КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ.....	4
1.1 Аналіз основних показників маневреності колісних тракторів.....	4
1.2 Вплив конструктивних параметрів рульових керувань колісних тракторів на їх керованість	6
1.3 Аналіз конструкцій рульових механізмів колісних тракторів	15
1.3.1 Аналіз конструкцій рульових керувань колісних тракторів з гідропідсилювачем.....	16
1.3.2 Гідрооб'ємні рульові керування	25
Висновки по розділу	28
2. МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ КЕРУВАННЯ КОЛІСНИМ ТРАКТОРОМ.....	31
2.1 Математична модель процесу керування колісним трактором	31
2.2 Визначення якості режиму роботи МТА.....	35
2.3. Методика обробки емпіричних даних.....	36
Висновки по розділу	49
3. ВСТАНОВЛЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ.....	50
3.1 Обґрунтування параметрів, які впливають на керованість МТА	50
3.2 Опис лабораторного стенду	54
3.3 Фактори інформаційного навантаження оператора	60
3.4 Рульові механізми із постійною чутливістю.....	63
3.5 Рульові механізми з перемінним передаточним відношенням.....	67
3.6 Виконавчий механізм рульового керування колісного трактора	70
3.7 Програма польових експериментальних досліджень	70
3.8 Методика проведення експерименту у польових умовах	71
Висновки по розділу.....	72
4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	74

4.1 Встановлення обладнання на трактор	74
4.2 Загальна характеристика апаратури	74
4.3 Будова та принцип дії інформаційно-вимірювального пристрою	74
4.4 Вимірювальні перетворювачі та їх застосування	76
4.5 Обчислювальна апаратура	77
4.6 Встановлення апаратури для проведення вимірювання оціночних показників керованості на трактор.....	78
4.7 Прилад, який фіксує положення трактора під час виконання технологічних операцій.....	79
4.8 Проведення експерименту в лабораторних умовах	81
4.9 Проведення експерименту у польових умовах	83
4.10 Визначення адекватності моделі.....	86
Висновки по розділу	89
5. ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ	90
5.1 Загальні положення	90
5.2 Оцінка науково-технічної ефективності	92
5.3 Визначення чистого дисконтованого доходу (ЧДД).....	94
5.4 Визначення коефіцієнта ефективності інвестицій.....	97
5.5 Термін окупності додаткових капітальних вкладень	97
5.5 Визначення річного економічного ефекту	97
Висновки по розділу	98
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	101
ДОДАТКИ.....	103
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	132

Наукове видання

Журавель Дмитро Павлович

доктор технічних наук, професор

Бондар Андрій Миколайович

кандидат технічних наук

**ПІДВИЩЕННЯ КЕРОВАНOSTІ КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ
ШЛЯХОМ ВИКОРИСТАННЯ АДАПТИВНОГО РУЛЬОВОГО
КЕРУВАННЯ**

Монографія