

Міністерство освіти і науки України

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ЧАПЛИГІНА ОЛЕКСАНДРА МИХАЙЛІВНА



УДК 621.878

ПІДВИЩЕННЯ ПОКАЗНИКІВ КУРСОВОЇ СТІЙКОСТІ АВТОГРЕЙДЕРА

05.05.04 – машини для земляних, дорожніх і лісотехнічних робіт

13 – механічна інженерія

Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Харків – 2021

Дисертацією є рукопис.

Роботу виконано на кафедрі будівельних і дорожніх машин ім. А.М. Холодова Харківського національного автомобільно-дорожнього університету Міністерства освіти і науки України.

Науковий керівник:

кандидат технічних наук, доцент
Шевченко Валерій Олександрович,
Харківський національний
автомобільно-дорожній університет,
завідувач кафедри будівельних і
дорожніх машин ім. А.М. Холодова.

Офіційні опоненти:

доктор технічних наук, професор
Кузьмінець Микола Петрович,
Національний транспортний
університет, завідувач кафедри
комп'ютерної, інженерної графіки та
дизайну;

кандидат технічних наук, доцент
Хачатурян Сергій Леонідович,
Центральноукраїнський національний
технічний університет, доцент кафедри
будівельних, дорожніх машин і
будівництва.

Захист відбудеться «12» травня 2021 року о 10⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої Вченої ради Д 64.059.01 при Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті за адресою: вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, 61002, Україна.

З дисертацією можна ознайомитися у науково-технічній бібліотеці Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, 61002, Україна) та на сайті університету:

<https://www.khadi.kharkov.ua/science/specializovani-vcheni-radi/d-6405901/opriljudnennja-disertacii-ta-vidgukiv>

Автореферат розісланий «09» квітня 2021 року

Учений секретар
спеціалізованої Вченої ради
кандидат технічних наук, доцент



Р.В. Смолянюк

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Автогрейдер є однією з основних машин, які використовуються для виконання дорожніх і земляних робіт. Однією з особливостей навантаження автогрейдера під час виконання робочих операцій є асиметричне прикладення головного вектора зовнішнього опору до робочого органа відносно поздовжньої осі машини. Це викликає появу додаткових крутних моментів, які виникають в горизонтальній площині відносно центра ваги та призводять до відхилення від планованої траєкторії руху.

Втрата курсової стійкості землерийно-транспортних машин (ЗТМ), зокрема автогрейдерів, викликає зниження продуктивності та підвищення собівартості одиниці продукції за рахунок збільшення часу на виконання додаткових проходів.

Існуючі математичні моделі та методи визначення показників курсової стійкості технологічних машин не можуть бути використані для автогрейдерів, оскільки не враховують особливості їх конструкції, схему прикладення зусиль і процеси формування режимів навантаження.

Пропоновані конструкційні засоби утримання автогрейдерів на планованій траєкторії руху потребують використання додаткового дорогого обладнання, що підвищує собівартість одиниці продукції. Це звужує межі їх застосування і потребує розробки нових більш дешевих засобів.

Оскільки основним напрямом вдосконалення робочих машин є підвищення ефективності, зокрема продуктивності, всебічне дослідження процесів формування траєкторії руху автогрейдерів та визначення показників їх курсової стійкості є актуальним.

Зв'язок з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконувалася відповідно до наукового напрямку та завдання державної науково-технічної програми: «Енергетична стратегія розвитку України на період до 2030 року» (Постанова Кабінету Міністрів України №145-р від 15 березня 2008 р.), зі ст. 3 Закону України «Про пріоритетні напрями розвитку науки і техніки» від 16.01.2016 р. за № 2623-14, а також відповідно до держбюджетних науково-дослідницьких робіт за темами: № 0119U001300 «Покращення експлуатаційних властивостей військової автомобільної техніки шляхом створення інтелектуальної системи забезпечення функціональної стабільності» 2019–2021 рр. (виконавець).

Мета і завдання досліджень. Метою дисертаційної роботи є підвищення показників курсової стійкості автогрейдера за рахунок уточнення методів визначення параметрів траєкторії руху під час виконання технологічних операцій.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- виконати аналіз науково-технічної інформації, присвяченої дослідженню, засобів та методів забезпечення курсової стійкості ЗТМ, підвищенню продуктивності, під час виконання технологічних операцій та сформулювати науково обґрунтовані передумови підвищення ефективності показників курсової стійкості автогрейдера;

- розробити теоретичну модель процесу руху автогрейдера з урахуванням факторів, які сприяють відхиленню від запланованої траєкторії;

- проаналізувати вплив експлуатаційних факторів на процес формування траєкторії руху автогрейдера на базі розробленої динамічної моделі та виявити випадки, які призводять до втрати курсової стійкості;
- розробити методику експериментального дослідження траєкторії руху автогрейдера під час виконання технологічних операцій;
- провести натурні випробування автогрейдера, проаналізувати результати;
- розробити практичні рекомендації, які дозволяють стабілізувати показники курсової стійкості автогрейдера в процесі виконання технологічних операцій;
- визначити економічну ефективність застосування запропонованих заходів для забезпечення курсової стійкості.

Об'єкт дослідження – процес формування траєкторії руху автогрейдера під час виконання технологічних операцій розробки ґрунту.

Предмет дослідження – взаємозв'язок параметрів траєкторії руху автогрейдера з експлуатаційними показниками робочого процесу.

Методи дослідження. Аналітичні дослідження базуються на методах аналітичної і теоретичної механіки моделювання руху тіл та методах комп'ютерного моделювання. Експериментальні дослідження базуються на стандартних методиках планування експерименту та регресійного аналізу. Обробка експериментальних даних виконана за допомогою методів математичної статистики.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в наступному:

- вперше експериментально виявлено процес формування траєкторії руху автогрейдера під час виконання технологічних операцій, яка складається з прямолінійних ділянок і ділянок оберт у навколо точки блокування відвала;
- вперше розроблена та досліджена динамічна модель руху автогрейдера, що складається з двох систем диференціальних рівнянь і залежності, яка визначає перехід від одного режиму руху (плоского переміщення) до іншого (оберт навколо точки блокування);
- вперше за рахунок розробленої динамічної моделі руху автогрейдера були визначені залежності показників курсової стійкості від експлуатаційних показників виконуваної технологічної операції;
- вперше, на підставі експериментальних досліджень, отримано регресійну залежність показників курсової стійкості від коефіцієнтів зчеплення ведучих коліс з опорною поверхнею по правому і лівому бортах машини, поперечного ухилу опорної поверхні, кута повороту передніх коліс у горизонтальній площині, кута нахилу передніх коліс у вертикальній площині та їх спільного впливу;
- набула подальшого розвитку методика, яка враховує види виконуваних технологічних операцій, шляхом уточнення аналітичних залежностей зусиль, які діють на автогрейдер.

Практичне значення отриманих результатів:

- визначено раціональні параметри факторів, які підвищують показники курсової стійкості;
- розроблено інженерну методику визначення показників курсової стійкості;
- запропоновано спосіб визначення показників курсової стійкості для ЗТМ (пат. України 108314).

Результати наукових досліджень дисертаційної роботи впроваджені на ТОВ «Харківспецбуд-1», ТОВ «Перша слобожанська будівельна компанія», проектно-монтажній фірмі ДП «Спеціалізоване управління механізованих робіт», а також у навчальному процесі з підготовки бакалаврів за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування» у Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті при викладанні курсу «Машини для земляних робіт».

Особистий внесок здобувача. Основні наукові положення, результати, висновки та рекомендації дисертаційної роботи наведено в роботах 1–28 списку опублікованих праць за темою дисертації. Роботи [5, 7, 10, 24] виконані й опубліковані одноосібно.

У співавторстві здобувач оцінила вплив характерних показників курсової стійкості, які впливають на бокове зміщення від запланованої прямолінійної траєкторії [2, 3, 6, 8, 9, 11, 12]; розробила розрахункові схеми і математичну модель автогрейдера, яка складається з двох етапів, для дослідження напряду дії і розподілу зусиль, які діють на грейдерний відвал у процесі виконання технологічних операцій [1, 24, 15, 28]; отримала аналітичні залежності, які дозволяють уточнити математичну модель руху з урахуванням перерозподілу значень опорних реакцій на всіх колесах автогрейдера [1, 4, 13, 14, 26]; встановила закономірності переходу етапів руху [1, 4, 15]; експериментально підтвердила закономірність двоетапного руху автогрейдера в процесі виконання технологічних операцій [5, 7, 8, 9, 10, 24]; встановила граничні умови втрати траєкторії руху автогрейдера під час виконання технологічних операцій [8, 9, 25, 27]; отримала патент на методику способу визначення показників курсової стійкості для ЗТМ [16]; розробила конструкцію системи стабілізації траєкторії руху автогрейдера [17, 19]; розробила конструкцію системи стабілізації траєкторії руху автогрейдера за допомогою: коригування нахилу коліс [18], коригування кута повороту коліс [20], додаткового навісного обладнання [23]; отримала патент з підвищення стабільності й довговічності гальмівної системи [21, 22].

Апробація результатів дисертації. Окремі положення дисертаційної роботи в цілому обговорювалися і отримали позитивну оцінку на міжнародних конференціях: «The eighth international triennial conference heavy machinery» University of kragujevac kraljevo (Serbia, 2014), «Нові досягнення в дослідженнях будівельних, дорожніх і підйомно-транспортних машин» Харківський національний автомобільно-дорожній університет (ХНАДУ, м. Харків, 2014 р., 2016 р.), «Створення, експлуатація і ремонт машин та обладнання для виробництва будівельних матеріалів і конструкцій» Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка (ПолтНТУ ім. Ю. Кондратюка, м. Полтава, 2014 р., 2016 р., 2019 р.), «12-й міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові» Національний університет «Львівська політехніка» (НУ «ЛП», м. Львів, 2015 р.), «Ресурс і безпека експлуатації конструкцій, будівель та споруд» Харківський державний технічний університет будівництва та архітектури (ХДТУБА, м. Харків, 2015 р., 2017 р.), «IX International conference for young researchers. Technical sciences. Industrial management. Proceedings» (Burgas, Bulgaria, 2015), «Новітні технології – для захисту повітряного простору» Харківський університет повітряних сил ім. І. Кожедуба (ХУПС ім. І. Кожедуба, м. Харків, 2016 р.),

«Transport techniques. Investigation of elements. Reliability. Vehicle engines. Application of fuels types. Efficiency» Scientific technical union of mechanical engineering (Sofia, Bulgaria, 2016), «XXV International scientific conference trans & motauto 2017 proceedings» (Burgas, Bulgaria, 2017), «XXVI International scientific conference trans & motauto 2018» (Burgas, Bulgaria, 2018), 54 засідання Науково-методичної Ради зі спеціалізації «Підйомно-транспортні, дорожні, будівельні, меліоративні машини і обладнання» при МОН України Харківський національний автомобільно-дорожній університет (ХНАДУ, м. Харків, 2019 р.), II міжнародна науково-практична конференція «Комп'ютерні технології і мехатроніка» Харківський національний автомобільно-дорожній університет (ХНАДУ, м. Харків, 2020 р.), 15th International conference Problems of the railway transport mechanics: Safety of motion, dynamics, strength of rolling stock and energy saving (Дніпро, 2020 р.).

У повному обсязі дисертаційна робота розглядалася і отримала схвалення на засіданні 54 Підйомно-транспортної академії наук України (ПТАНУ 2019 р.), а також на засіданні міжкафедрального семінару кафедр будівельних і дорожніх машин (БДМ), автоматизації та комп'ютерно-інтегрованих технологій (АКІТ), технології машинобудування і ремонту машин (ТМіРМ) Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (2021 р.).

Відомості про кількість публікацій. Основні положення дисертаційної роботи викладено у 28 наукових роботах, з яких 9 робіт опубліковано у фахових виданнях України, 6 – у зарубіжних збірниках, одна з них входить до наукометричної бази даних SCOPUS; 5 робіт опубліковано в збірниках матеріалів міжнародних науково-технічних конференцій, отримано 8 патентів України на корисну модель.

Структура і обсяг роботи. Дисертація складається зі вступу, 4 розділів, висновків, списку використаних джерел із 138 найменувань (15 сторінок) та 2 додатків. Повний обсяг роботи складає 169 сторінок, в тому числі 143 сторінки основного тексту, 19 таблиць, 70 ілюстрацій.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі дисертаційної роботи обґрунтовано актуальність теми, сформульовано мету і завдання дослідження, визначено зв'язок роботи з науковими програмами, викладено наукову новизну і практичне значення результатів дослідження.

У першому розділі виконано огляд літературних джерел, присвячених питанням курсової стійкості машин та аналізу факторів, які впливають на формування траєкторії їх руху.

Результати дослідження процесів втрати курсової стійкості транспортних машин наведені в роботах В. О. Горелова, Є. О. Дубініна, Д. М. Клеца, М. А. Подригала, О. С. Полянського, Г. А. Смірнова, Я. Є. Фаробіна, А. А. Хачатурова, Є. О. Чудакова та ін. Дослідженню курсової стійкості сільськогосподарських машин присвячені роботи М. П. Артьомова, Р. В. Антощенко, А. Т. Лебедева, С. А. Лебедева, В. О. Толстолуцького та ін. Дослідженню землерийних машин, аналізу формування їх траєкторії руху

присвячені роботи Ю. М. Бузіна, А. В. Вороновича, М. М. Гайцгорі, Б. О. Гречишнікова, В. П. Істоміна, І. Г. Кириченка, М. П. Кузьмінця, Є. Ю. Малиновського, В. А. Мещерякова, В. Д. Мусійка Л. В. Назарова, П. І. Нікуліна, О. А. Портнової, М. О. Ульянова, С. Л. Хачатуряна, Л. Х. Шарипова, В. О. Шевченка, В. С. Щербакова та ін. Автори зазначають, що серед групи землерийних машин автогрейдери мають найбільшу ймовірність втрати курсової стійкості. Цей факт пояснюється особливостями конструкції їх робочого обладнання, які сприяють формуванню дестабілізуючих зусиль, що призводять до відхилення машини від запланованої траєкторії руху.

Огляд публікацій виявив, що всі дослідження базуються на аналізі форми траєкторії руху машин за допомогою диференціальних рівнянь. В якості моделей застосовуються плоскі динамічні схеми. Зокрема, машини моделюються у вигляді комплексу шарнірно-з'єднаних твердих тіл.

Більшість дослідників за критерій курсової стійкості пропонують використовувати коефіцієнти, рівні відношенню зусиль, утримуючих машину на траєкторії руху, до дестабілізуючих зусиль, які прагнуть змістити її з цієї траєкторії. Тим само фіксується лише сама можливість втрати курсової стійкості. Слід зазначити, що аналіз співвідношення силових факторів не дозволяє виявити закономірності виникнення відхилення реальної траєкторії руху машини від запланованої.

Аналіз технічної і патентної інформації дозволив класифікувати технічні рішення, спрямовані на забезпечення заданого значення критеріїв курсової стійкості. Для землерийно-транспортних машин (зокрема, автогрейдерів) можна виділити три характерні групи: системи автоматизованого управління рухом машини (супутникових навігаційних систем GPS, GALILEO, лазерні та механічні копійні систем і ін.); системи автоматичного регулювання руху машин (автопілоти та ін.); додаткові механічні пристрої, які дозволяють підвищити коефіцієнти зчеплення коліс з опорною поверхнею, сформувати додаткові зусилля опору в бічному напрямку (наприклад, за рахунок використання додаткових робочих органів), змінити положення центра ваги машини.

Перші дві групи пристроїв можуть бути встановлені тільки на сучасних машинах, які мають електрогідравлічні системи. Крім цього, вони мають високу вартість. Механічні пристрої третьої групи мають невисокі вартісні показники, однак через відсутність глибокого аналізу закономірностей формування траєкторії руху машини припускають інтуїтивне керування з боку оператора машини.

Здійснений огляд указує на необхідність додаткового дослідження і уточнення закономірностей формування траєкторії руху автогрейдерів, що дозволить розробити науково-обґрунтовані рекомендації щодо підвищення їх курсової стійкості в процесі виконання технологічних операцій.

У другому розділі наведено результати теоретичного дослідження процесу формування траєкторії руху автогрейдера під час виконання технологічних операцій.

З огляду на пошуковий експеримент, траєкторія руху автогрейдера може формуватися різними способами (рис. 1):

– лінійна траєкторія руху автогрейдера формується в тих випадках, коли навантаження від робочого опору на відвалі порівняно невеликі. У цій ситуації відхилення реальної траєкторії руху автогрейдера від запланованої не реєструється;

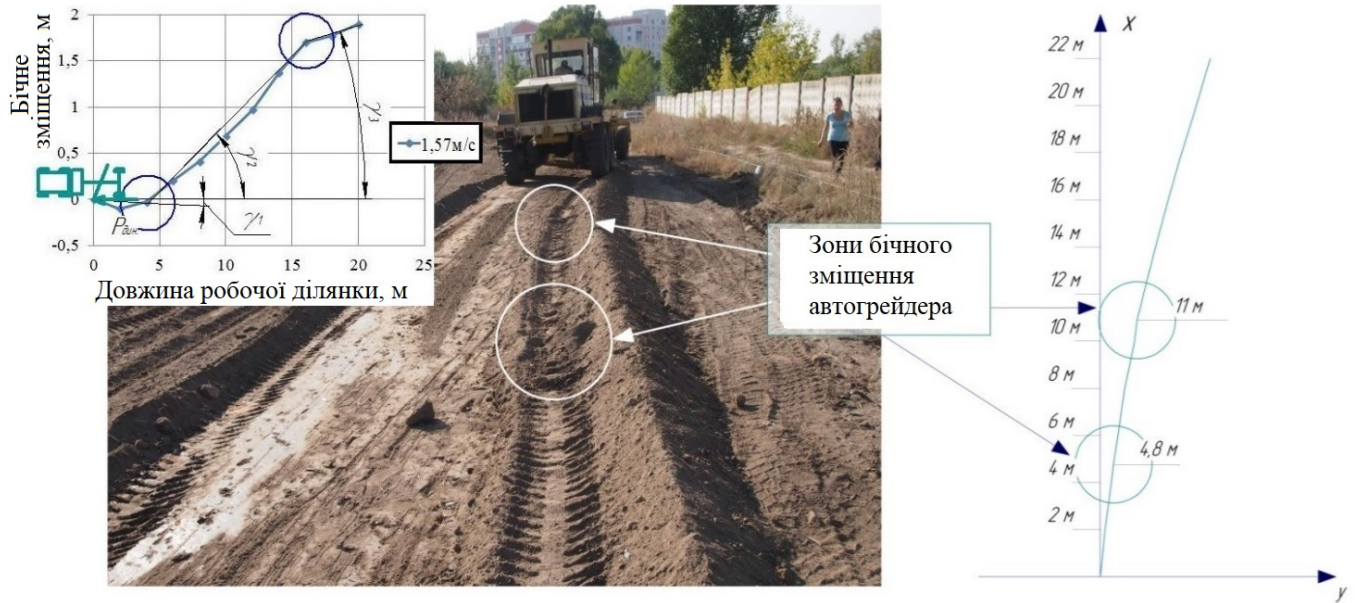


Рисунок 1 – Траєкторія руху машини, яка складається з прямолінійних ділянок, повернутих одна до одної

– в ситуаціях, коли коефіцієнт зчеплення рушіїв з опорною поверхнею незначний, було зафіксовано рух автогрейдера під час виконання технологічних операцій за криволінійною траєкторією;

– найбільш часто в процесі різання ґрунту фіксується кусково-лінійна траєкторія руху автогрейдера, при цьому машина на початковому етапі рухається прямолінійно, потім, із зростанням зовнішніх опорів вона гальмується, розвертається навколо точки блокування відвала і далі продовжує прямолінійне переміщення.

Оскільки більшість операцій, виконуваних автогрейдером, здійснюються на великих дистанціях, запропоновано на додаток до існуючих критеріїв курсової стійкості використовувати показник допустимого бічного зміщення ε_l . У цьому випадку критерієм курсової стійкості на захватці, довжиною l буде наступна умова:

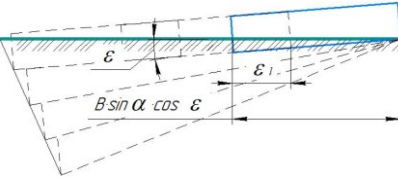
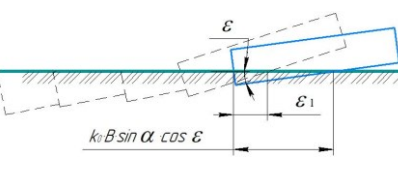
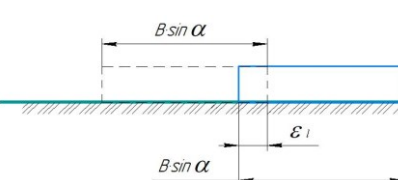
$$y_p(x) \leq y_n(x) \pm \varepsilon_l, \quad (1)$$

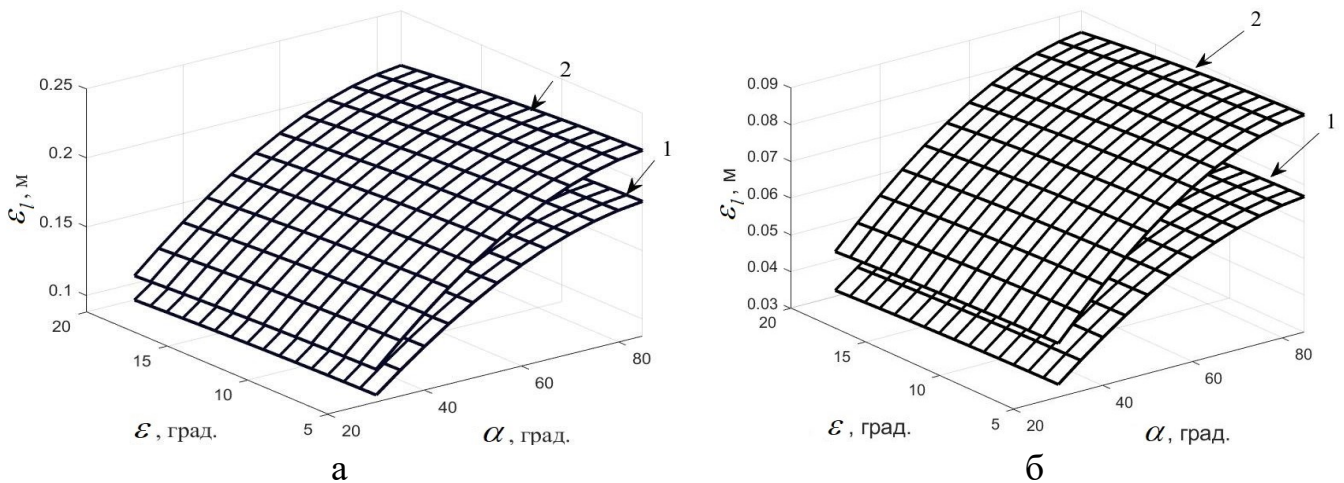
де y_p – поперечне зміщення машини під час руху по реальній траєкторії руху;

y_n – поперечне зміщення машини під час руху по запланованій траєкторії руху.

Значення ε_l наведені в таблиці 1. Результати розрахунків значень допустимого зміщення ε_l для $k_v = 0,1$ наведені на рисунку 2. Значення ε_l змінюється в широких межах від 0,033 м до 0,186 м. Діапазон допустимих значень ε_l залежить не тільки від типу виконуваної технологічної операції, але й від фізико-механічних характеристик розроблюваного ґрунту. Збільшення кута захоплення від 40° до 60° спричиняє зростання ε_l на 34% – 36%. Збільшення кута перекосу у вертикальній площині від 5° до 20° сприяє зниженню значень ε_l на 5% – 8%.

Таблиця 1 – Рекомендовані значення допустимого зміщення краю відвала автогрейдера під час виконання технологічних операцій

Вид технологічної операції	Розрахункова схема	Значення k_n	Значення ε_l
Зарізання, променева схема розробки		Розпушений ґрунт 1,15–1,3	$(k_n - 1) \cdot B \cdot k_v \cdot \sin \alpha \cdot \cos \varepsilon \quad (2)$
		Ґрунт непорушеної структури 1,25-1,6	
Зарізання, пошарова схема розробки		Розпушений ґрунт 1,45-1,7	$(k_n - 1) \cdot k_0 \cdot B \cdot k_v \times \sin \alpha \cdot \cos \varepsilon \quad (3)$
		Ґрунт непорушеної структури до 2	
Переміщення ґрунту		1,1-1,15	$B \cdot k_v \cdot \sin \alpha \cdot (k_n - 1) \quad (4)$



1 – ґрунт розпушений ($k_n = 1,6$); 2 – ґрунт непорушеної структури ($k_n = 1,8$)

Рисунок 2 – Графік залежності допустимого поперечного зміщення ε_l від кута захоплення α і кута перекосу відвала у вертикальній площині ε :

а – зарізання ґрунту з використанням променевої схеми; б – зарізання ґрунту кутом відвала

Особливості формування траєкторій руху автогрейдера в процесі виконання технологічних операцій дозволяють визначити структуру узагальненої математичної моделі, яка описує цей процес:

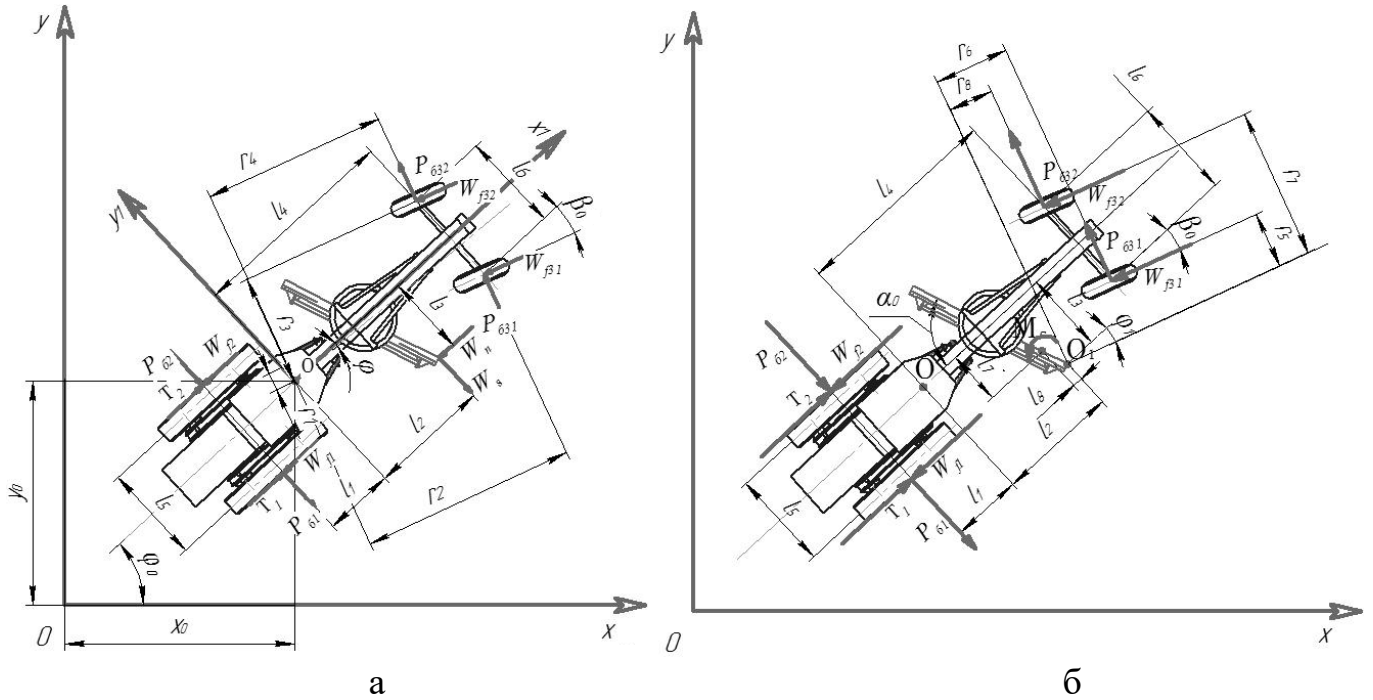
– математична модель повинна включати в себе дві системи диференціальних рівнянь: математичну модель плоского руху машини в опорній площині під дією

зовнішніх сил та математичну модель повороту машини відносно точки блокування відвала під дією зовнішніх сил;

– узагальнена математична модель повинна включати в себе умови переходу від одного типу руху до іншого;

– в моделі повинні бути враховані перерозподіл значень опорних реакцій на ведучих і ведених колесах та зміна координати прикладення і величини зовнішніх сил опору в результаті накопичення призми ґрунту перед відвалом.

Розрахункові динамічні схеми автогрейдера для процесу виконання технологічних операцій наведені на рисунку 3.



ведених колесах; W_{f1} – опір перекочування правого ведучого борту; W_{f2} – опір перекочування лівого ведучого борту; $W_{f31} = W_{f32}$ – опори перекочування передніх ведучих коліс (рівні між собою, оскільки передній міст шарнірно кріпиться до хребтової балки і має можливість вільно нахилитися у вертикальній площині на кут $\pm 20^\circ$); $P_{\phi 1}$ – бічне зусилля на правому ведучому борті; $P_{\phi 2}$ – бічне зусилля на лівому ведучому борті; $P_{\phi 31}, P_{\phi 32}$ – бічне зусилля на правому і лівому борту передньої осі; W_z – горизонтальна складова опору копання; W_ϕ – бічна складова опору копання.

Під час виконання технологічних операцій автогрейдером можливе блокування відвала зростаючими силами робочого опору. Оберт автогрейдера навколо точки блокування відвала описується рівнянням руху:

$$I_{o1}\ddot{\phi}_1 = (T_1 - W_{f1}) \cdot (l_3 - \frac{l_5}{2}) + (T_2 - W_{f2}) \cdot (l_3 + \frac{l_5}{2}) - (P_{\phi 1} + P_{\phi 2}) \cdot (l_1 + l_2) - W_{f31} \cdot r_5 - P_{\phi 31} \cdot r_6 - W_{f32} \cdot r_7 - P_{\phi 32} \cdot r_8 - M_c, \quad (6)$$

де M_c – момент сил опору з боку розроблюваного середовища.

Умовою переходу від першого етапу руху до другого є рівність суми проекцій рушійних сил уздовж поздовжньої осі автогрейдера і суми проекцій сил опору:

$$T_1 + T_2 + m \cdot \sqrt{\ddot{x}^2 + \ddot{y}^2} \cdot \cos\left(\arctg \frac{\ddot{y}}{\ddot{x}}\right) \leq W_{f1} + W_{f2} + W_z + (W_{f31} + W_{f32}) \cdot \cos \beta_0. \quad (7)$$

Для визначення значень тягових зусиль на провідних колесах було використано залежності (8), запропоновані професором Л.В. Назаровим:

$$\begin{cases} T_1 = N_1 \cdot \varphi_{cy} \cdot (1 - a\dot{x}_1 - b\dot{x}_1^5), \\ T_2 = N_1 \cdot \varphi_{cy} \cdot (1 - a\dot{x}_1 - b\dot{x}_1^5), \\ \dot{x}_1 = \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2} \cdot \cos\left[\arctg \frac{\dot{y}}{\dot{x}} - \varphi\right], \end{cases} \quad (8)$$

де φ_{cy} – коефіцієнт зчеплення колеса з опорною поверхнею; a, b – емпіричні коефіцієнти.

Для опису бічних зусиль, які діють на ходове обладнання автогрейдера, запропоновано використовувати в'язко-пружну модель колеса, згідно з якою:

$$P_{\phi i} = \begin{cases} C_{\phi b} \cdot \Delta S_i + \lambda_{\phi b} \cdot \dot{S}_i \cdot \text{sign}(\dot{S}_i) & \text{при } C_{\phi b} \cdot \Delta S_i + \lambda_{\phi b} \cdot \dot{S}_i \cdot \text{sign}(\dot{S}_i) \ll N_i \cdot \varphi_{cyb} \\ N_i \cdot \varphi_{cyb} & \text{при } C_{\phi b} \cdot \Delta S_i + \lambda_{\phi b} \cdot \dot{S}_i \cdot \text{sign}(\dot{S}_i) \geq N_i \cdot \varphi_{cyb} \end{cases} \quad (9)$$

де $C_{\phi b}$ – коефіцієнт пружності колеса в бічному напрямі; $\lambda_{\phi b}$ – коефіцієнт в'язкого тертя колеса в бічному напрямку; φ_{cyb} – коефіцієнт зчеплення колеса з опорною поверхнею в бічному напрямку; ΔS_i – переміщення зсуву i -го колеса в бічному напрямку; $\dot{S}_i$ – швидкість зсуву i -го колеса в бічному напрямку; N_i – опорна реакція на i -му колесі.

При визначенні сил зовнішніх опорів, що діють на відвал з боку розроблюваного середовища, доцільно використовувати відомі теорії різання і

копання ґрунтів. На підставі принципу суперпозицій, горизонтальну W_z та бокову W_{ϕ} складові головного вектора опорів можна представити у вигляді:

$$W_z = W_p + W_{np} + W_{\phi} + W_{\phi\phi}, \quad (10)$$

$$W_{\phi} = W_p^{\phi} + W_{np}^{\phi} + W_{\phi}^{\phi} + W_{\phi\phi}^{\phi}, \quad (11)$$

де W_p, W_p^{ϕ} – поздовжня і поперечна складові опору різанню ґрунту; W_{np}, W_{np}^{ϕ} – поздовжня і поперечна складові опору переміщенню призми матеріалу перед відвалом; $W_{\phi}, W_{\phi}^{\phi}$ – поздовжня і поперечна складові опору переміщенню стружки ґрунту, що зрізається, вгору по відвалу; $W_{\phi\phi}, W_{\phi\phi}^{\phi}$ – поздовжня і поперечна складові опору переміщенню призми ґрунту вздовж відвала. Значення складових сил опору наведені в таблиці 2. У формулах: k – питомий коефіцієнт опору ґрунту різанню; F – площа стружки, яка зрізається; ϕ_{ϕ} – коефіцієнт, що залежить від кута різання; x_A, y_A – зміщення вздовж відповідних осей точки прикладання опору різанню; δ_{zp} – щільність ґрунту в природному заляганні; g – прискорення вільного падіння; k_p – коефіцієнт розпушування ґрунту; V_{np} – об'єм призми ґрунту перед відвалом; μ_1 – коефіцієнт внутрішнього тертя ґрунту; μ_2 – коефіцієнт зовнішнього тертя ґрунту.

Таблиця 2 – Горизонтальні та бічні складові опору копанню ґрунту

Складові горизонтального зусилля	Складові бічного зусилля
$W_p = k \cdot F \cdot \phi_{\phi} \cdot \sin(\alpha_0 + \arctg \frac{y_A}{x_A}), \quad (12)$	$W_p^{\phi} = k \cdot F \cdot \phi_{\phi} \cdot \cos\left(\alpha_0 + \arctg \frac{y_A}{x_A}\right). (13)$
$W_{np} = \frac{\delta_{zp}}{k_p} \cdot g \cdot V_{np} \cdot \mu_1 \cdot \sin(\alpha_0 + \arctg \frac{y_A}{x_A}) \quad (14)$	$W_{np}^{\phi} = \frac{\delta_{zp}}{k_p} \cdot g \cdot V_{np} \cdot \mu_1 \cdot \cos\left(\alpha_0 + \arctg \frac{y_A}{x_A}\right) \quad (15)$
$W_{\phi} = \frac{\delta_{zp}}{k_p} \cdot g \cdot V_{np} \cdot \mu_2 \cdot \cos^2 \delta \cdot \sin(\alpha_0 + \arctg \frac{y_A}{x_A}) \quad (16)$	$W_{\phi}^{\phi} = \frac{\delta_{zp}}{k_p} \cdot g \cdot V_{np} \cdot \mu_2 \cdot \cos^2 \delta \cdot \cos\left(\alpha_0 + \arctg \frac{y_A}{x_A}\right) \quad (17)$
$W_{\phi\phi} = \frac{\delta_{zp}}{k_p} \cdot g \cdot V_{np} \cdot \mu_1 \cdot \mu_2 \cdot \cos(\alpha_0 + \arctg \frac{y_A}{x_A}) \quad (18)$	$W_{\phi\phi}^{\phi} = \frac{\delta_{zp}}{k_p} \cdot g \cdot V_{np} \cdot \mu_1 \cdot \mu_2 \cdot \sin\left(\alpha_0 + \arctg \frac{y_A}{x_A}\right) \quad (19)$

В роботі запропоновано визначати об'єм призми ґрунту перед відвалом, яка формується за рахунок перебігу двох одночасних процесів – накопичення ґрунту $V_+(t)$ і відходу ґрунту з відвала в бічний валик $V_-(t)$. Поточне значення об'єму призми визначається співвідношенням:

$$V = \begin{cases} V_+(t) - V_-(t) & \text{при } V \leq V_{\max} \\ V_{\max} & \text{при } V > V_{\max} \end{cases}. \quad (20)$$

Значення об'єму ґрунту, що надходить на відвал у процесі різання, визначається залежністю:

$$V_+(t) = k_p \int_0^t F(t) \sqrt{(x'_A)^2 + (y'_A)^2} dt. \quad (21)$$

Об'єм ґрунту, що зійшов з відвала в бічний валик, визначається у результаті рішення інтегрально-диференційного рівняння:

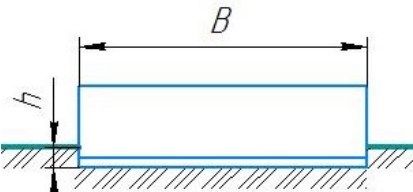
$$V_-(t) + D \int_0^t dV_-(t) dt = D \int_0^t dV_+(t) dt, \quad (22)$$

$$D = \frac{\cos(\alpha + \rho)}{B \cos \rho} \sin \alpha \sqrt{(x'_A)^2 + (y'_A)^2}. \quad (23)$$

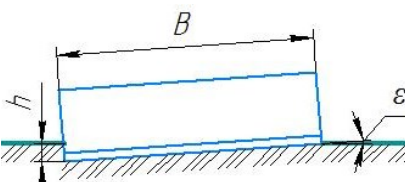
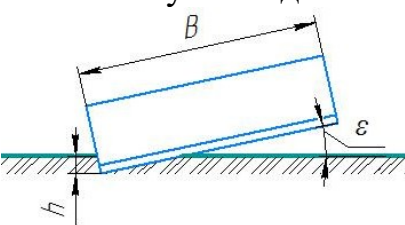
Аналіз математичної моделі і отриманих експериментальних даних показує, що картина взаємодії робочого органа з розроблюваним середовищем на другому етапі руху змінюється: площа стружки, що зрізається зменшується; перед відвалом, переміщується не вся призма накопиченого раніше ґрунту, а тільки її частина; операція копання розроблюваного матеріалу при невеликих кутах оберту може бути представлена як лобове різання.

У процесі переходу на другий етап руху, частина зовнішніх зусиль, які діють на автогрейдер, залишається незмінною, а частина – змінює форму їх аналітичних залежностей. До числа зусиль, аналітичний опис яких залишається незмінним, слід віднести сили T_1 , T_2 , W_{f1} , W_{f2} , W_{f31} , W_{f32} . Залежності для визначення всіх інших зусиль наведені в таблиці 3.

Таблиця 3 – Залежності для визначення зусиль, які діють на автогрейдер на другому етапі руху

Схема копання ґрунту	Зусилля та момент опору з боку розроблюваного середовища
1	2
Копання всією шириною відвала 	$M_c = \frac{B}{4} \cdot (W_p + W_{np} + W_\epsilon), \quad (24)$ $W_p = \frac{1}{2} \cdot B \cdot h \cdot k \cdot \varphi_\sigma, \quad (25)$ $W_{np} = \frac{\delta_{\sigma p}}{k_p} \cdot g \cdot V_{np} \cdot \mu_1, \quad (26)$ $W_\epsilon = \frac{\delta_{\sigma p}}{k_p} \cdot g \cdot V_{np} \cdot \mu_2 \cdot \cos^2 \delta, \quad (27)$ $V = \begin{cases} \frac{1}{2} V_{np1} + \frac{B^2 \cdot h \cdot \varphi_1}{8} & \text{при } V \leq \frac{1}{2} V_{\max} \\ \frac{1}{2} V_{\max} & \text{при } V_{np} > \frac{1}{2} V_{\max} \end{cases}, \quad (28)$

Продовження таблиці 3

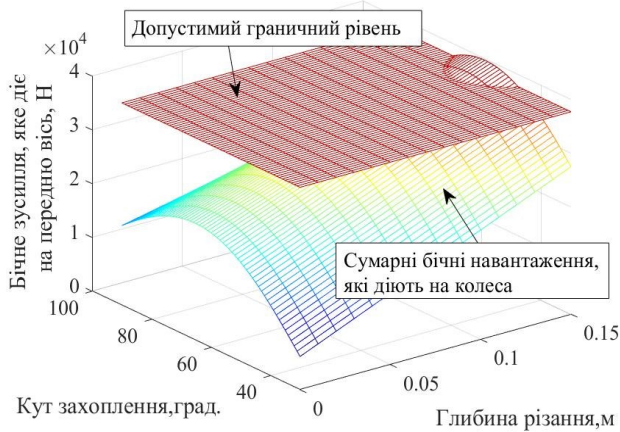
1	2
Променева схема копання 	$M_c = \left(\frac{W_p + W_\varepsilon}{3} + \frac{W_{np}}{2} \cdot \frac{V}{V_{\max 2}} \right) \cdot \left(\frac{B}{2} \pm b + \frac{l_3}{\sin \alpha_0} \right), \quad (29)$ $W_p = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{B}{2} \pm b + \frac{l_3}{\sin \alpha} \right) \cdot k \cdot \varphi_\delta \cdot \operatorname{tg} \varepsilon, \quad (30)$ $V_{np} = \begin{cases} V_{np1} \cdot k_1 + \frac{1}{6} \cdot \left(\frac{B}{2} \pm b + \frac{l_3}{\sin \alpha} \right)^3 \cdot \varphi_1 \\ \text{при } V \leq \frac{1}{2} V_{\max 2} \\ V_{\max 2} \text{ при } V > V_{\max 2} \end{cases}, \quad (31)$
Копання кутом відвала 	$M_c = (W_p + W_{np} + W_\varepsilon) \cdot \frac{h}{3} \cdot \left(\frac{1}{\operatorname{tg} \varepsilon} - \frac{2}{3 \operatorname{tg} 2\varepsilon} \right), \quad (32)$ $W_p = k \cdot F \cdot \varphi_\delta = k \cdot \varphi_\delta \left[\frac{h^2}{2} \cdot \operatorname{tg} \varepsilon \left(\frac{1}{\operatorname{tg} \varepsilon} - \frac{2}{3 \operatorname{tg} 2\varepsilon} \right)^2 \right], \quad (33)$ $V = \begin{cases} V_{np1} \cdot k_1 + \frac{h^3 \cdot \operatorname{tg} \varepsilon}{6} \cdot \left(\frac{1}{\operatorname{tg} \varepsilon} - \frac{2}{3 \operatorname{tg} 2\varepsilon} \right)^3 \cdot \varphi_1 \\ \text{при } V \leq V_{\max 2} \\ V_{\max 2} \text{ при } V > V_{\max 2} \end{cases} \quad (34)$

Аналіз математичної моделі довів, що найважливішою є закономірність формування горизонтальної і бокової складових сил опору копанню в залежності від площі поперечного перерізу зрізуваної стружки ґрунту і кута захоплення.

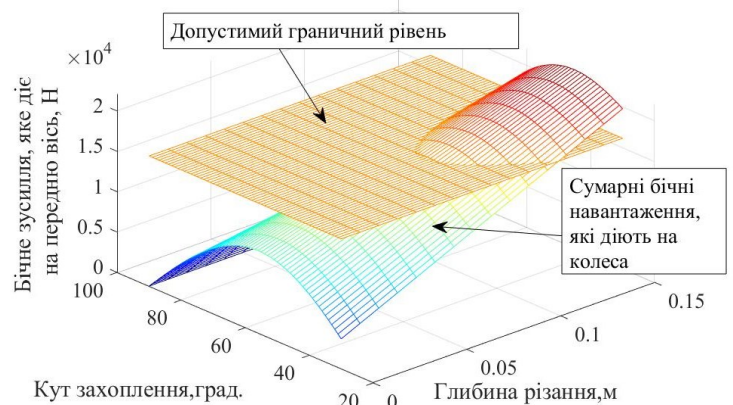
Збільшення глибини різання ґрунту від 0 до 0,15 м спричиняє зростання горизонтальної складової сил опору копанню в 1,57 – 2,79 разів. Водночас зменшення кута захоплення з 90° до 30° сприяє зменшенню цієї складової у 3,05 – 5,41 раза. Залежність бічної складової сил опору копанню від розглянутих змінних носить нелінійний характер. Зі зміною кута захоплення від 90° до 30° вона спочатку зростає, а потім зменшується. Максимум значень цієї складової припадає, в залежності від глибини різання, на кути захоплення від 67° ($h = 0$ м) до 43° ($h = 0,15$ м). Така зміна зусилля дозволяє припустити, що втрата курсової стійкості від дії бічної складової опорів копанню найбільш імовірна саме при цих кутах захоплення.

Залежності бічних зусиль, що діють на колеса передньої осі ($P_{\delta 3}$) і балансиного візка ($P_{\delta 1} + P_{\delta 2}$), від кута захоплення і глибини різання основним відвалом, носять нелінійний характер. Згідно з розрахунками, на першому етапі руху бічне зміщення коліс балансиного візка не відбувається, але можливий зсув коліс передньої осі. Аналіз показує, що зміщення координати прикладення головного вектора опорів копання в бічному напрямку на 1,8 м і більше, призводить до бічного

ковзання коліс передньої осі (рис. 4, а). Найбільш небезпечні ситуації, коли кут захоплення знаходиться в межах $45^\circ \div 70^\circ$.



а



б

Рисунок 4 – Залежність бічного зусилля, яке діє на передню вісь, від глибини різання та кута захоплення:

- а – координата прикладання головного вектора опору копанню зміщена вбік на 1,9 м;
- б – коефіцієнт зчеплення дорівнює 0,3, бічне зміщення головного вектора опору копанню відсутнє

Такий самий результат фіксується при зниженні коефіцієнта зчеплення до 0,3 і нижче, що відповідає експлуатації автогрейдера на свіжорозпушених, піщаних і перезволожених поверхнях (рис. 4,б).

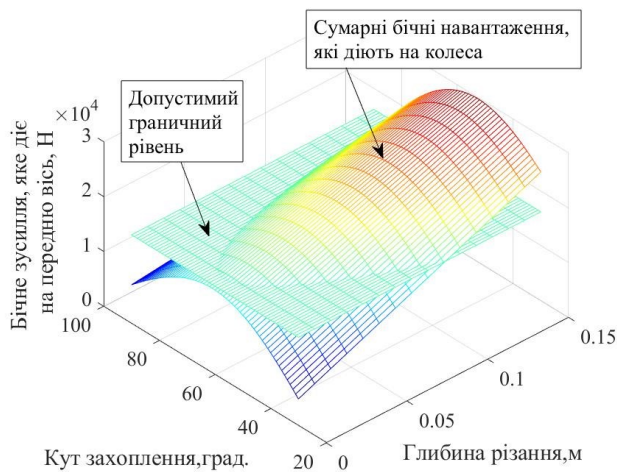


Рисунок 5 – Залежність бічного зусилля, яке діє на передню вісь, від глибини різання та кута захоплення. Коефіцієнт зчеплення дорівнює 0,3, бічне зміщення головного вектора опору копанню 0,9 м

Бічне зміщення координати прикладання головного вектора опорів копанню з одночасним зниженням коефіцієнта зчеплення, спричиняє зростання вирогідності втрати керованості передніми колесами і, як наслідок, відхилення автогрейдера з планованої траєкторії руху (рис.5). Факт переходу на другий етап руху можна зареєструвати, порівнявши величину утримуючих і дестабілізуючих моментів, що діють на автогрейдер у початковий момент повороту.

На рисунку 6 зображено графіки залежності утримуючого та дестабілізуючого моментів для умови переходу від першого етапу руху до другого.

Аналіз графіків показує, що на цей процес впливає тип технологічної операції автогрейдера. Під час розробки ґрунту всією шириною відвала розворот навколо точки блокування можливий за наявності бокового зміщення машини на відстань не менше 0,47 м.

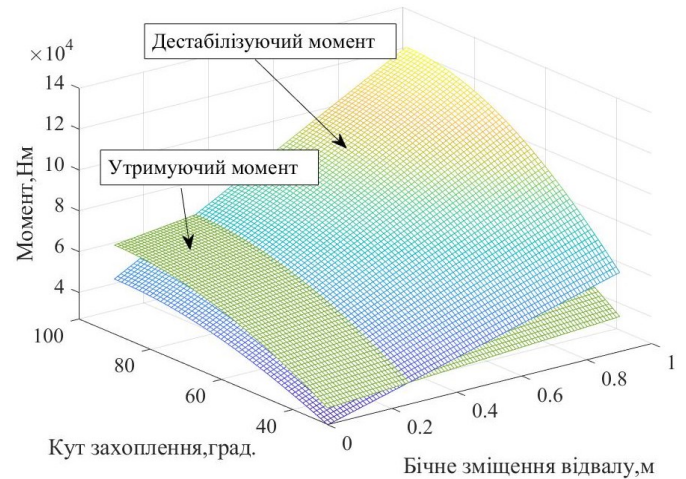
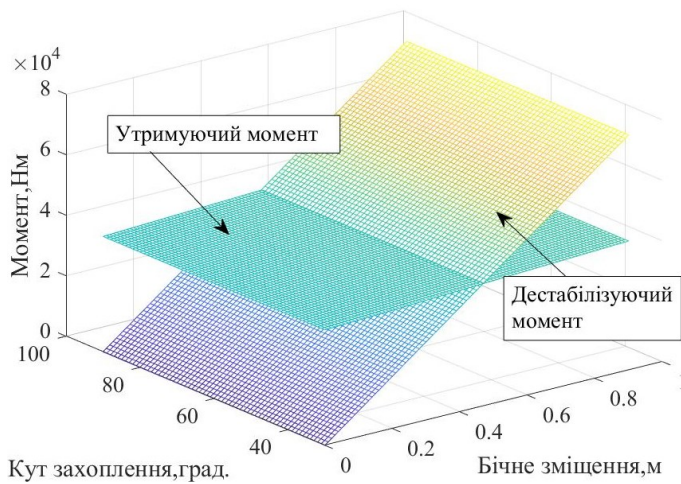


Рисунок 6 – Графік залежності утримуючого та дестабілізуючого моментів від бічного зміщення відвала та кута захоплення:

а – розробка ґрунту ведеться всією шириною відвала; б – розробка ґрунту ведеться за променевою схемою. Коефіцієнт зчеплення 0,8

У процесі копання ґрунту за променевою схемою координата прикладення головного вектора опорів на відвалі (точка блокування відвала) початково зміщена в поперечному напрямку відносно поздовжньої осі машини на відстань не менше 0,16–0,17 м довжини відвала. Розрахунки показують, що при додатковому зміщенні відвала в бічному напрямку на відстань від 0,25 м і вище, буде відбуватися оберт навколо точки блокування (рис. 6, б). У протилежному випадку машина зупиняється і переходить у режим 100% буксування без повороту. Якщо технологічна операція виконується на піщаній опорній поверхні або на розпушеному ґрунті ($\varphi = 0,4 \div 0,3$), то практично у всіх розрахункових ситуаціях відбувається розворот машини. Вплив кута захоплення на процес переходу до другого етапу руху несуттєвий.

У третьому розділі наведені методика і результати польових досліджень. Експеримент проводився на ННБ ХНАДУ. За основне обладнання було обрано

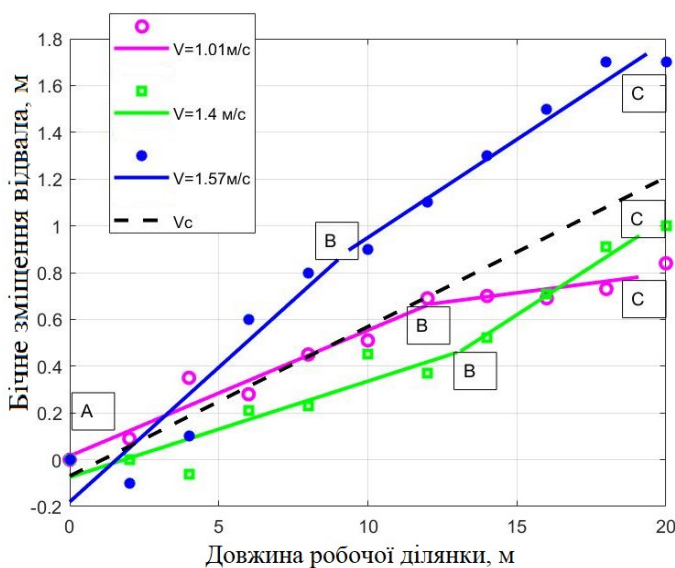


Рисунок 7 – Графік рівнянь регресії з кутом захоплення $\alpha = 90^\circ$

автогрейдер ДЗк-251 виробництва ПАТ «Крюківський вагонобудівний завод». Під час проведення дослідів реалізовувався процес різання ґрунту II категорії кутом основного відвала стружкою поперечного перерізу

Варійованими параметрами були обрані початкова швидкість автогрейдера і кут захоплення. Заміри бокового зміщення і кута оберту відносно точки блокування відвала проводилися за запатентованим способом.

Аналіз експериментальної інформації показує, що граничні бічні зміщення передньої осі на захватці 20 м

складають 3,5 м, а заднього моста – 2,6 м. Кут оберту навколо точки блокування відвала машини відповідно дорівнює 20° – 65° . Різання випереджальним кутом відвала призводить до зміщення і повороту машини в бік прикладеного навантаження. Коли різання виконується відсталим кутом відвала, зміщення й оберт машини відбувається в протилежному напрямку.

Обробка даних за допомогою програмного забезпечення MATLAB дозволила отримати ряд регресійних залежностей (рис. 7). Ймовірність збігу графіків, отриманих

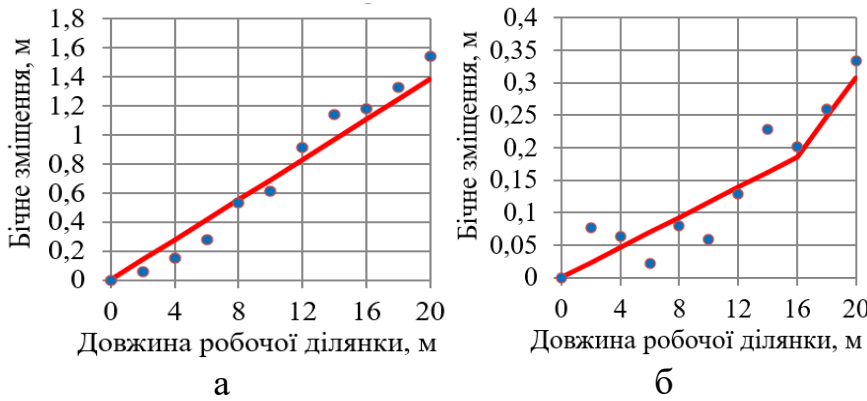


Рисунок 8 – Графік загальної збіжності результатів експериментальних досліджень і математичного моделювання:

а – кут перекосу відвала 0° ; б – кут перекосу відвала 6° ; ● – експериментальні дослідження, — – математичне моделювання

при експериментальних дослідженнях із графіками, отриманими теоретичним шляхом, обчислювалася за допомогою функції пакету Mathcad. У результаті проведення експлуатаційних випробувань автогрейдера (рис. 8) встановлено, що максимальне відхилення від прямолінійної траєкторії руху, з кутом захоплення 90° та зміною кута перекосу в межах 0° – 15° , складало 1,3 м. Таким чином, розбіжність теоретичних і

експериментальних даних не перевищує 4,8 – 12,6%. Це дає підставу рекомендувати методику визначення бокових відхилень та кута оберту автогрейдера навколо точки блокування відвала до використання в практичних уточнених розрахунках.

Для виявлення специфічного впливу був проведений повний факторний експеримент, який виконаний у вигляді плану матриці типу 2^4 . Для нівелювання впливу координат прикладення і величини вектора головних опорів на робочому органі в процесі проведення експериментів положення основного відвала автогрейдера було незмінним. Різання ґрунту II категорії виконувалось із приямка на довжину забою 20 м.

Отримані регресійні рівняння (35, 36) дозволяють у графічному та чисельному вигляді визначити вплив одночасної зміни декількох факторів на показники курсової стійкості, зокрема на відхилення автогрейдера від планованої траєкторії руху.

$$H(\varphi, k, \gamma, \rho) = 2,6589 - 0,1538\varphi + 0,7015k - 0,80095\gamma + 0,1441\rho - 0,4219\varphi k + 0,0208\varphi\gamma - 0,0343\varphi\rho + 0,505k\gamma - 0,4967k\rho - 0,0343\gamma\rho + 0,035\varphi k\gamma + 0,0948\varphi k\rho + 0,0064\varphi\gamma\rho - 0,0033k\gamma\rho - 0,0124\varphi k\gamma\rho; \quad (35)$$

$$\beta(\varphi, k, \gamma, \rho) = 3,6875 + 0,875\varphi + 5k - 2,2\gamma + 0,5333\rho - 2,8125\varphi k + 0,04375\varphi\gamma + 0,3\varphi\rho + 1,25k\gamma - 1,0833k\rho - 0,04\gamma\rho + 0,1094\varphi k\gamma + 0,5104\varphi k\rho + 0,0413\varphi\gamma\rho - 0,0417k\gamma\rho - 0,0604\varphi k\gamma\rho. \quad (36)$$

Графіки залежності бічного зміщення (H) автогрейдера від кута повороту передніх коліс у горизонтальній площині (γ) та кута нахилу в вертикальній площині (ρ) для різних поперечних ухилів опорної поверхні наведені на рисунку 9.

Аналіз рівнянь регресії показує, що для заданих значень поперечного ухилу та коефіцієнту зчеплення ми маємо можливість визначити співвідношення між кутами γ і ρ , при яких критерій курсової стійкості виконується. Графічно, множина цих значень знаходиться в зоні перетину побудованих поверхонь двома паралельними площинами, які знаходяться відносно нульового зміщення на відстані $\pm \varepsilon$. На графіку (рис.10), множина прийнятних значень кутів γ і ρ розташована між двома кривими.

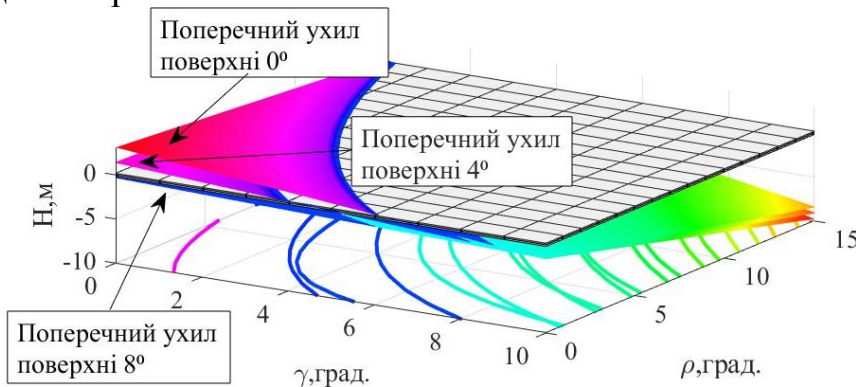


Рисунок 9 – Графік залежності бічного зміщення автогрейдера від кутів повороту у горизонтальній і нахилу у вертикальній площині передніх коліс для різних значень поперечного ухилу опорної поверхні

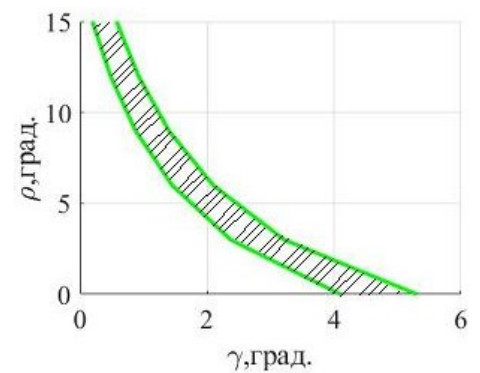


Рисунок 10 – Графічна залежність, яка дозволяє визначити співвідношення кутів γ і ρ

У четвертому розділі викладено інженерну методику визначення показників курсової стійкості та удосконалення конструкції автогрейдера. У випадках, коли зміни характеристик процесу різання і переміщення ґрунту неможливі, найбільш ефективною є одночасна зміна кута перекосу вертикальній площині і повороту в плані передніх коліс. Оскільки немає детальних теоретичних досліджень, які описують зусилля, що

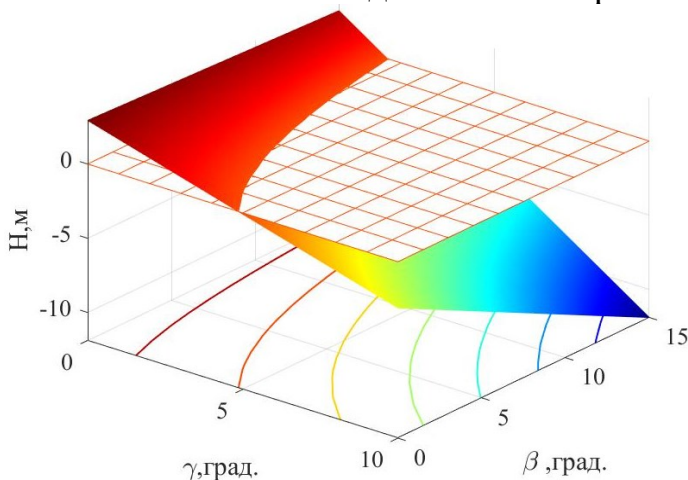


Рисунок 11 – Графік залежності зміщення автогрейдера від показників установки коліс в горизонтальній площині (0° - 10°) та вертикальній (0° - 15°) площині

виникають в зоні контакту перекошеного у вертикальній площині колеса, з опорною поверхнею немає, вибір цих кутів можна зробити на основі емпіричних даних.

Для цього необхідно, на робочому майданчику довжиною 20 м, встановити кут відвалу в плані 45° та кут перекосу 15° . Регресійний аналіз наочно засвідчив (рис. 11), що зміна геометричних параметрів машини істотно впливає на траєкторію руху та дозволяє досягти прямолінійного руху автогрейдера для розроблення ґрунту за заданими технологічними параметрами. У процесі різання

грунту рекомендовано встановити: спільні кути повороту передньої осі від 0° до 3° в горизонтальній площині та кути нахилу від 0° до 6° у вертикальній площині, або максимальний кут нахилу 15° , бокове зміщення не перевищуватиме $\pm 0,3$ м. Для забезпечення стабілізації траєкторії руху, зокрема автогрейдерів, було запропоновано конструктивні рішення, які дозволяють забезпечити показники курсової стійкості.

Очікуваний річний економічний ефект від впровадження способу корекції траєкторії руху автогрейдера в експлуатуючих організаціях становить, в середньому 361220 грн.

ВИСНОВКИ

Дисертація є закінченою науково-дослідницькою роботою, у якій вирішено актуальну науково-прикладну проблему підвищення показників курсової стійкості автогрейдера, яка досягається за рахунок уточнення методів визначення параметрів траєкторії руху під час виконання технологічних операцій. У ході виконаної роботи отримані наступні основні результати:

1. З аналізу науково-технічних літературних джерел, а також з досвіду експлуатації ЗТМ встановлено, що зниження показників продуктивності і підвищення собівартості виконуваних технологічних операцій пов'язані з необхідністю виконання додаткових робочих проходів унаслідок відхилення від запланованої траєкторії руху.

Існуючі на сьогодні методи не враховують особливості конструкції автогрейдерів. Більшість приладів для забезпечення курсової стійкості потребують встановлення на ЗТМ електрогідравлічних систем керування, мають високу вартість та можуть бути використані тільки на сучасних моделях автогрейдерів. Це звужує межі їх застосування і потребує розробки нових більш дешевих засобів.

2. Уперше теоретично обґрунтовано та експериментально підтверджено особливості процесу формування траєкторії руху автогрейдера під час виконання технологічних операцій, який складається з прямолінійних ділянок та ділянок оберту на місці навколо точки блокування відвала.

3. Вперше отримана математична модель руху автогрейдера, яка складається з двох систем диференціальних рівнянь, залежності, що визначає перехід від одного режиму руху до другого, та формування навантажень на машину в залежність від типу виконуваної технологічної операції.

4. Теоретичні дослідження показали, що втрата курсової стійкості автогрейдера може відбуватись за рахунок бокового зміщення коліс передньої осі, або внаслідок оберту автогрейдера навколо точки блокування відвала.

5. Розрахунки показують, що бічне зміщення фіксується при кутах захоплення 45° – 70° і залежить від площі поперечного перерізу зрізаної стружки ґрунту, координати прикладення головного вектора опорів на основному відвалі автогрейдера. Зміна коефіцієнта зчеплення від 0,3 до 0,8 сприяє бічному зміщенню при глибині різання від 0,08 м.

6. Найбільший вплив на процес переходу автогрейдера від плоского руху до оберта навколо точки блокування відвала створює величина поперечного зміщення цієї точки відносно поздовжньої осі машини. Під час виконання операції копання

грунту всією шириною відвала вихід на режим повороту навколо точки блокування відбувається, якщо її бічне зміщення становить 0,47 м і більше. Для променевої схеми розробки ґрунту бічний зсув відвала має становити більш 0,25 м. Кут захоплення істотного впливу на цей процес не здійснює. Експлуатація автогрейдера на ґрунтах з низьким коефіцієнтом зчеплення, рівним 0,4–0,3, викликає різке падіння показників курсової стійкості і гарантований перехід машини на другий етап руху.

7. Експериментально доведено, що різання випереджальним або відсталим кутом відвала призводить до зміни напрямку бічного зміщення, що знаходяться у межах: під час різання випереджальним кутом 0,12–2,43 м, під час різання відсталим кутом 0,8–1,4 м. При куті захоплення 90° позацентрове прикладення опору копанню призводить до бічного зміщення 0,8–1,7 м на довжині робочого майданчика 20 м.

8. На підставі проведених натурних експериментальних досліджень отримані регресійні залежності дозволили визначити множину сукупностей кутів повороту в горизонтальній та нахилу у вертикальній площинах коліс передньої осі автогрейдера, які дозволяють забезпечити на потрібному рівні значення показників курсової стійкості.

9. Методика визначення та корегування показників курсової стійкості впроваджені на ТОВ «Харківспецбуд-1», ТОВ «Перша слобожанська будівельна компанія», проектно-монтажній фірмі ДП «Спеціалізоване управління механізованих робіт», а також у навчальному процесі з підготовки бакалаврів за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування» у Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті при викладанні курсу «Машини для земляних робіт»

10. Практичне використання отриманих наукових результатів роботи та розрахунки економічної ефективності в організаціях-експлуатаційниках становить у середньому 361220 грн на рік, за рахунок підвищення продуктивності.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Статті у міжнародній наукометричній базі даних SCOPUS

1. Shevchenko V., Chaplyhina O., Pimonov I., Reznikov O. and Ponikarovska S. Mathematical model of a motor-grader movement in the process of performing working operations // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020. Vol. 985. DOI: 10.1088/1757-899x/985/1/012009.

Статті у наукових фахових виданнях з переліку ДАК МОН України, що входять до міжнародних наукометричних баз даних

2. Шевченко В. А., Чаплыгина А. М. Экспериментальное исследование влияния показателей курсовой устойчивости автогрейдера // Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. 2014. Вип. 65–66. С. 221–226. (*Index Copernicus, Google scholar, DOAJ*).

3. Шевченко В. А., Чаплыгина А. М. Аналитическая модель движения автогрейдера во время выполнения рабочих операций // Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. 2016. Вип. 73. С. 167–175. (*Index Copernicus, Google scholar, DOAJ*).

4. Шевченко В. О., Чаплигіна О. М. Визначення показників курсової стійкості автогрейдера на основі дослідження його аналітичної моделі руху // Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. 2020. Вип. 88. С. 43–50. (*Index Copernicus, Google scholar, DOAJ*).

5. Чаплыгина А. М. Экспериментальное исследование показателей курсовой устойчивости автогрейдера // Вісник національного університету водного господарства та природокористування : зб. наук. праць. 2015. Вип. 2(70). С. 342–353. (*Polska Bibliografia Naukowa, Academic Resource Index, Google Scholar*).

Статті у наукових фахових виданнях з переліку ДАК МОН України

6. Шевченко В. А., Чаплыгина А. М. Анализ способов стабилизации траектории движения автогрейдера при асимметричном приложении внешней нагрузки на основной отвал // «Технология приборостроения» научно-технический журнал. Харьков : Государственное предприятие Научно-исследовательский технологический институт приборостроения, 2017. Вып. 2. С. 73–78.

7. Чаплигіна О. М. Критерії курсової стійкості автогрейдера // Наукові вісті Дніпровського університету : електронне наукове фахове видання. 2018. №15. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Nvdu_2018_15_16 (дата звернення 15.02.2021 р.).

8. Шевченко В. А., Чаплыгина А. М. Определение граничных условий потери курсовой устойчивости автогрейдера // «Технология приборостроения» научно-технический журнал. Харьков : Государственное предприятие Научно-исследовательский технологический институт приборостроения, 2018. Вып. 2. С. 63–67.

9. Шевченко В. О., Чаплигіна О. М. Вплив несталого руху землерийно-транспортних машин на показники якості виконуваної роботи // Вісник Донбаської державної машинобудівної академії. 2018. №2 (44). С. 108-113 URL: [http://www.dgma.donetsk.ua/science_public/ddma/Herald_2\(44\)_2018/article/22.pdf](http://www.dgma.donetsk.ua/science_public/ddma/Herald_2(44)_2018/article/22.pdf) (дата звернення 15.02.2021 р.).

10. Чаплигіна О. М. Вплив положення передніх коліс у просторі на траєкторію руху автогрейдера // Наукові вісті Дніпровського університету : електронне наукове фахове видання. 2020. №18. С. 90-94 URL: http://dspace.snu.edu.ua:8080/jspui/bitstream/123456789/3197/1/NV_18_2019.pdf#page=90 (дата звернення 15.02.2021 р.).

Статті у наукових виданнях іншої держави

11. Shevchenko V. O., Beztsennaya Zh. P., Chaplygina A. M. Road-holding ability of the motor grader in the process of performing work operations // VIII International Conference. Heavy Machinery-HM 2014 Proceedings. Zlatibor, 2014. Part 8. P. 59–67.

12. Shevchenko V. O., Beztsennaya Zh. P., Chaplygina A. M. Methods to determine measures providing a motor-grader road-holding ability // IX International conference for young researchers. Technical sciences. Industrial management. Proceedings. Burgas, Bulgaria, 2015. P. 52–57.

13. Shevchenko V. O., Beztsennaya Zh. P., Chaplygina A. M. An analytical model of the motor-grader movement at performing working operations // International scientific journal trans motauto world. Sofia, Bulgaria, 2016. P. 28–32.

14. Shevchenko V. O., Beztsennaya Zh. P., Chaplygina A. M. The analytical research of the process of forming the motor-grader motion path at implementation of

working operations // International scientific journal trans & motauto world – Scientific technical union of mechanical engineering industry-4.0, Sofia, Bulgaria, 2017. P. 81–84.

15. Shevchenko V., Chaplygina A, Krasnokutsky V., Logvinov E. The analytical research of the dynamic loading effect on the road-holding ability characteristic signs of earth-moving machine // International scientific journal trans & motauto world – Scientific technical union of mechanical engineering industry-4.0, Sofia, Bulgaria, 2018. Vol. 3 (2018), Issue 2. P. 57-61.

Охоронні документи на об'єкти права інтелектуальної власності

16. Пат. Україна № 108314, МПК G01B1/38, E02F3/00. Спосіб визначення показників курсової стійкості землерийно-транспортних машин / Шевченко В. О., Чаплигіна О. М. ; заявник та патентовласник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. № u 2016 00577; заяв. 25.01.2016 ; опубл. 11.07.2016, Бюл. №13. 4 с.

17. Пат. Україна № 114013, МПК F16H39/00, F16H43/00. Система стабілізації траєкторії руху автогрейдера / Шевченко В. О., Чаплигіна О. М. ; заявник та патентовласник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. № u 2016 08781; заяв. 29.08.2016 ; опубл. 27.02.2017, Бюл. №4. 3 с.

18. Пат. Україна № 114044, МПК F16H39/00, F16H43/00. Система стабілізації траєкторії руху автогрейдера за допомогою коригування нахилу коліс / Шевченко В. О., Чаплигіна О. М. ; заявник та патентовласник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. № u 2016 09081; заяв. 29.08.2016; опубл. 27.02.2017, Бюл. №4. 4 с.

19. Пат. Україна № 116183, МПК B60B15/08, B60B15/26. Система стабілізації траєкторії руху землерийно-транспортних машин / Шевченко В. О., Чаплигіна О. М., Буханцова Г. Д. ; заявник та патентовласник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. № u 2016 12014; заяв. 28.11.2016; опубл. 10.05.2017, Бюл. № 9. 3 с.

20. Пат. Україна № 120651, МПК F16H39/00, F16 H43/00. Система стабілізації траєкторії руху автогрейдера за допомогою коригування кута повороту коліс / Шевченко В. О., Чаплигіна О. М., Щербак О. В., Максимів Ю. М. ; заявник та патентовласник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. № u 2017 05441; заяв. 02.06.2017 ; опубл. 10.11.2017, Бюл. №21. 4 с.

21. Пат. Україна №137711, МПК B60T 8/24 (2006.01). Барабанні гальмівні механізми підвищеної стабільності й довговічності / Клец Д.М., Назаров О.І., Назаров І.О., Шпінда Є.М., Холодов А.П., Чаплигіна О. М., Резніков О.О.; заявник та патентовласник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. № u201902761 ; заявл. 21.03.19 ; опубл. 11.11.19, Бюл. № 21. 7 с.

22. Пат. Україна №137712, МПК B60T 8/24 (2006.01). Дисковий гальмівний механізм підвищеної стабільності й довговічності / Клец Д.М., Назаров О.І., Назаров І.О., Холодов А.П., Чаплигіна О.М., Резніков О.О.; заявник та патентовласник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. № u201902762 ; заявл. 21.03.19 ; опубл. 11.11.19, Бюл. № 21. 8 с.

23. Пат. Україна №141678 МПК E02F 3/76 (2006.01). Система стабілізації траєкторії руху землерийно-транспортних машин за допомогою додаткового навісного обладнання / Шевченко В. О., Чаплигіна О. М., Резніков О. О. ; заявник та

патентовласник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. № 2019 09204 ; заяв. 08.08.2019 ; опубл. 27.04.2020, Бюл. №8. 2 с.

Тези наукових доповідей

24. Чаплигіна О. М. Визначення показників курсової стійкості автогрейдера під час виконання технологічних операцій // 12-й міжнародний симпозиум українських інженерів-механіків у Львові. Тези доп. Львів : ТзОВ «КІНПАТРИ ЛТД», 2015. С. 166–167.

25. Шевченко В. А., Чаплыгина А. М. Методика определения мероприятий обеспечивающих курсовую устойчивость автогрейдера // Ресурс і безпека експлуатації конструкцій, будівель та споруд : тези за матеріалами VII Міжнар. наук. конф., 20 – 21 жовт. 2015 р., Харків : ХНУБА, 2015. С. 113–115.

26. Шевченко В. А., Чаплыгина А. М. Математическая модель движения автогрейдера во время выполнения технологических операций // Ресурс і безпека експлуатації конструкцій, будівель та споруд : тези за матеріалами VIII Міжнар. наук. конф., 18 – 19 жовт. 2017 р., Харків : ХНУБА, 2017. С. 86–87.

27. Чаплигіна О.М., Шевченко В.О., Ткачова А.В. Інтеграція досліджень курсової стійкості автогрейдера в машинобудування // Комп'ютерні технології і мехатроніка : зб. наук. пр. за матеріалами II міжнародної науково-практичної конференції. – Харків : ХНАДУ, 2020. С. 384 – 387 URL: <https://dspace.khadi.kharkov.ua/dspace/handle/123456789/3616> (дата звернення 21.02.2021 р.).

28. Shevchenko V., Chaplyhina O., Pimonov I., Reznikov O. and Ponikarovska S. Mathematical model of a motor-grader movement in the process of performing working operations // 15th International conference Problems of the railway transport mechanics : Safety of motion, dynamics, strength of rolling stock and energy saving. Abstracts. – Дніпро, 2020. С. 144. URL: http://pmconf.diit.edu.ua/wp-content/uploads/2020/10/%D0%A2%D0%B5%D0%B7%D0%B8%D1%81%D1%8B-PRTM_2020.pdf. (дата звернення 21.02.2021 р.).

АНОТАЦІЯ

Чаплигіна О.М. Підвищення показників курсової стійкості автогрейдера. – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.04 – машини для земляних, дорожніх і лісотехнічних робіт (13 – Механічна інженерія). – Харківський національний автомобільно-дорожній університет Міністерства освіти і науки України, Харків, 2021.

Дисертацію присвячено вирішенню проблеми підвищення показників курсової стійкості автогрейдера за рахунок уточнення методів визначення параметрів траєкторії руху.

Теоретично обґрунтовано та експериментально підтверджено особливості процесу формування траєкторії руху автогрейдера.

Розрахунки доводять, що бічне зміщення фіксується при кутах захоплення $45^{\circ} \div 70^{\circ}$ та глибині різання 0,1 м. Зміна коефіцієнту зчеплення від 0,3 до 0,8 призводить до бічного зміщення при глибині різання від 0,08 м.

Експериментально доведено, що бічне зміщення становить: при різанні випереджальним кутом – 0,12–2,43 м, при різанні відсталим кутом – -0,8– -1,4 м. При куті захоплення 90° бічного зміщення становить 0,8–1,7 м.

Економічний ефект за рік становить 361220 грн.

Отримані результати використовуються ТОВ «Харківспецбуд-1», ТОВ «ПСБК» та ін.

Ключові слова: автогрейдер, показник курсової стійкості, траєкторія руху, динамічна модель, математична модель, експериментальне дослідження, планування експерименту, регресійний аналіз.

АННОТАЦИЯ

Чаплыгина А.М. Повышение показателей курсовой устойчивости автогрейдера. – На правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.04 – машины для земляных, дорожных и лесотехнических работ (13 – Механическая инженерия). – Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет Министерства образования и науки Украины, Харьков, 2021.

Диссертация посвящена решению проблемы повышения показателей курсовой устойчивости автогрейдера за счет уточнения методов определения параметров траектории движения.

Теоретически обосновано и экспериментально подтверждено особенности процесса формирования траектории движения автогрейдера.

Расчеты доказывают, что боковое смещение фиксируется при углах захвата 45° ÷ 70° и глубине резания 0,1 м. Изменение коэффициента сцепления от 0,3 до 0,8 приводит к боковому смещению при глубине резания от 0,08 м.

Экспериментально доказано, что боковое смещение составляет: при резании опережающим углом составляет 0,12–2,43 м, при резании отстающим углом – -0,8– -1,4 м. При угле захвата 90° боковое смещение составляет 0,8–1,7 м.

Экономический эффект за год составляет 361220 грн.

Полученные результаты используются ООО «Харьковспецстрой-1», ООО «ПССК» и др.

Ключевые слова: автогрейдер, показатель курсовой устойчивости, траектория движения, динамическая модель, математическая модель, экспериментальное исследование, планирование эксперимента, регрессионный анализ.

ABSTRACT

Chaplyhina O.M. Increasing indicators of the road-holding ability of a motor-grader. – Manuscript.

The dissertation is for competition for a scientific degree of Candidate of Engineering Sciences for specialty 05.05.04 – Earth-moving machines, road and forestry-engineering machines (13 – Mechanical Engineering). – Kharkiv National Automobile and Highway University, Ministry of Education and Science of Ukraine, Kharkiv, 2021.

The dissertation is devoted to the solution of an actual applied science problem of increasing the indicators of road-holding ability of a motor grader which is reached at the expense of clarification of the methods for determining parameters of movement trajectory while carrying out technological operations.

The dynamic model of a motor-grader has been improved, the analysis of the impact of operation indicators of the working process on road-holding ability of the car has been made. The movement of a motor-grader can be objectively and comprehensively described by two dynamic schemes and corresponding mathematical models:

- the mathematical model of the flat motion of the machine in the bearing plane under the action of external forces;
- the mathematical model of the machine rotation relative to the locking point of the blade blockage under the action of external forces.

The condition of transition from the car flat motion to turning relative to the point of the blade blockage has been specified.

The mathematical model in which different types of technological operations performance are taken into account; cutting, beam scheme; layer-by-layer scheme; soil shifting, is improved. The analytical dependences of the forces acting on the motor grader for determination of components of the main vector of external resistances depending on the developed environment and the type of the performed technological operation is clarified.

The proposed numerical model of soil prism formation in front of the blade during the movement of the motor grader within the technological operation demonstrates that the interaction of the excavating part with the environment changes at the second movement stage: the area of the cut chips decreases; during the rotational movement around the point of the blade blockage not the whole prism of the previously accumulated soil moves, but only a part of it.

Rational parameters of the factors that increase the indicators of road-holding ability are determined. Regression equations allow to estimate the degree of impact of each factor separately and their complex impact.

The peculiarities of the process of forming the trajectory of a motor grader movement are theoretically substantiated and experimentally proved.

The calculations prove that the lateral displacement is fixed at gripping angles of 45° ÷ 70° and cutting depth of 0.1 m. Changing the coefficient of adhesion from 0.3 to 0.8 leads to lateral displacement at a cutting depth of 0.08 m.

It has been experimentally established that the movement trajectory of the motor grader can be formed in different ways: the linear movement trajectory of the motor grader is formed due to the working resistances on the blade which have relatively small values and in such cases, deviation of the actual movement trajectory of the motor grader from the planned one is not registered; in situations where the value of the adhesion coefficient of the wheels to the bearing surface is negligible, the movement of the motor grader while performing technological operations on a curvilinear trajectory is fixed; in the process of cutting the soil, a piece-linear movement trajectory of the motor grader is fixed while the machine initially moves straight. Then, as the external resistance increases, it stops, rotates around the locking point of the blade blockage and then continues to move straight.

It has been experimentally proved that the lateral displacement amounts: when cutting with a leading angle – to 0.12–2.43 m, when cutting with a backward angle – to -0.8– -1.4 m.

The economic effect is UAH 361220 per year.

The results of scientific research of the dissertation are implemented at LLC “Kharkivspetsbud-1”, LLC “The first Slobozhansk construction company”, design and installation company LLC “Specialized management of mechanized works”, as well as in the educational process for bachelors training in specialty 133 “Mechanical Engineering” at Kharkiv National Automobile and Highway University.

Key words: motor grader, indicator of the road-holding ability, movement trajectory, dynamic model, mathematical model, experimental research, experiment planning, regression analysis.