

ISSN 2414-3820

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Центральноукраїнський національний технічний університет

**КОНСТРУЮВАННЯ, ВИРОБНИЦТВО
ТА ЕКСПЛУАТАЦІЯ
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ
МАШИН**

Загальнодержавний міжвідомчий
науково-технічний збірник

Випуск 56

Кропивницький • 2026

ISSN 2414-3820

MINISTRY OF EDUCATION AND SCIENCE OF UKRAINE
Central Ukrainian National Technical University

**DESIGN, PRODUCTION
AND EXPLOITATION
OF AGRICULTURAL MACHINES**

National Interagency Scientific
and Technical Collection of Works

Issue 56

Kropyvnytskyi • 2026

Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб. 2026. Вип. 56. 298 с.

В збірнику викладені питання конструювання, розрахунку, удосконалення, створення і дослідження нових робочих органів сільськогосподарських машин, засобів механізації та автоматизації систем і виробничого обладнання у сільськогосподарському виробництві. Наведені результати досліджень в галузі технологій виробництва і експлуатації машин та забезпечення їх надійності і довговічності. Викладені практичні рекомендації по використанню результатів досліджень і дослідно-конструкторських розробок в сільськогосподарській і інших галузях машинобудування.

Збірник розрахований на наукових та інженерно-технічних працівників науково-дослідних установ, ВНЗ, конструкторських організацій та промислових підприємств.

Рекомендовано до друку Вченою радою Центральноукраїнського національного технічного університету, протокол від 29 червня 2026 року № 11

Редакційна колегія:

Михайло ЧЕРНОВОЛ, д.т.н., проф. – головний редактор;
Сергій ЛЕЩЕНКО, к.т.н., доц. – заст. головного редактора;
Ігор ШЕПЕЛЕНКО, д.т.н., проф. – заст. головного редактора;
Катерина ВАСИЛЬКОВСЬКА, к.т.н., доц. – відповідальний секретар;
Ельчин АЛІЄВ, д.т.н., ст. докл.;
Олексій АЛФЬОРОВ, д.т.н., проф.;
Олег БЕВЗ, к.т.н., доц.;
Олексій ВАСИЛЬКОВСЬКИЙ, к.т.н., проф.
Владислав ЗУБКО, д.т.н., проф.;
Руслан КІРЧУК, к.т.н., проф.;
Анатолій МАЦУЙ, д.т.н., проф.;
Микола МОРОЗ, д.т.н., проф.;

Іван РОГОВСЬКИЙ, д.т.н., проф.;
Сергій СТЕПАНЕНКО, д.т.н., с.н.с.;
Михайло СТОРЧАК, д.т.н., проф.;
Геннадій ФІЛІМОНІХІН, д.т.н., проф.;
Сергій ХАРЧЕНКО, д.т.н., проф.;
Зузана ПАЛКОВА, PhD, проф.
(Словацька Республіка);
Лукаш ГЕРЖ, д.т.н., проф. (Польща);
Лукреція ПОПА, н. дослідн. I-го ступеня
(Румунія);
Нуреддін ДРІУЕШ, PhD, с. дослідн. (Італія);
Стеляна РОДІНО, PhD, с. н. дослідн.
(Румунія);
Якуб ЖЕЧКОВСКИЙ, к.т.н., доц. (Польща)

Адреса редакційної колегії: 25030, м. Кропивницький, проспект Університетський, 8,
Цentrальноукраїнський національний технічний університет, тел.: +380 (522) 390-581, +380 (522) 390-472, +380 (522) 55-10-49.

Офіційний сайт: <http://zbirniksgm.kntu.kr.ua>

Автори опублікованих матеріалів несуть відповідальність за підбір і точність наведених фактів, цитат, економіко-статистичних даних, власних імен та інших відомостей, а також за те, що матеріали не містять даних, які не підлягають відкритій публікації. Редакція може публікувати статті в порядку обговорення, не поділяючи точки зору автора.

Заснований у 1971 р.

Включений до переліку наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватись результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук з технічних наук (бюлетень ВАК №5 від 2010р., накази Міністерства освіти і науки України від 21 грудня 2015 року №1328, від 07 листопада 2018 року №1218, від 02 липня 2020 року № 886, від 11 червня 2026 року №928).

Категорія «Б»

Збірник наукових праць зберігається в загальнодержавній реферативній базі даних «*Україніка наукова*» Національної бібліотеки України ім. В.І. Вернадського та представлений у міжнародних наукометричних базах даних *Index Copernicus, Word Cat, CrossRef, Open Ukrainian Citation Index, ResearchBib, Google Scholar*

Ідентифікатор медіа: **R30-03925** (рішення Національної ради України від 25.04.2024 р. № 1418).
2414-3820 (Print) 2664-9136 (e) DOI: 10.32515/2414-3820

ЗМІСТ

МАШИНОБУДУВАННЯ

<i>С. П. Степаненко, Б. І. Котов, А. Я. Кузьмич, В. О. Швидя, В. І. Днесь, Д. А. Волик</i> Дослідження процесу очищення зерна на плоскорешітному сепараторі	7
<i>П. М. Луц</i> Оцінка ефективності використання гідропневматичних систем туманоутворення в тепличних приміщеннях для живцювання та пророщування	17
<i>О. А. Бурлака, Б. В. Ступак</i> Теоретико-механічний аналіз гравітаційно-відцентрового розвантаження насіння ковшем норії НФ-1	27
<i>Е. Б. Алієв, Н. О. Пономаренко, Т. А. Рудь</i> Чисельне моделювання процесу дражування насіння у барабанному апараті	37
<i>К. В. Васильковська, М. М. Ковальов, В. О. Малаховська</i> Обґрунтування раціональних параметрів гідропонної установки періодичного затоплення.....	49
<i>М. В. Кришко</i> Експериментальні дослідження роботи струнного решета	60
<i>О. М. Кобець, Є. І. Лепеть</i> Результати порівняльних досліджень пристрою для внесення РМД.....	69
<i>Ю. Мельник, В. Бадул, М. Кетене, А. Мельник</i> Вплив нерівномірності вертикального позиціонування розсади на показники виживаності та біопотенціал агроценозу	78
<i>В. М. Зубко, Є. М. Омельченко</i> Теоретичні основи функціонування машини для підбирання, накопичення та транспортування тюків	85
<i>О. В. Русаченко, І. В. Шепеленко, О. О. Слабий, Я. С. Гриджук, І. В. Дмитрів</i> Вивчення зносу навантаженого ковша, облицьованого гумотканними матами при навантаженні сипучих матеріалів	90
<i>О. М. Гайденок</i> Конструкції пристроїв фіксації мішків та створення протитиску при пакуванні солом'яного субстрату для гливи	104
<i>В. Б. Бойко, О. В. Денисенков</i> Аналітичне обґрунтування конструктивних параметрів агропостової машини	110
<i>А. В. Чепіжний, Т. В. Хворост, С. В. Чугаєв, В. Є. Коваленко, В. В. Шутко</i> Аналіз основних показників та математичних моделей взаємодії колеса з агрофоном (грунтом).....	119
<i>Ю. В. Мачок, Д. І. Петренко, Д. Ю. Артеменко, Р. В. Кісільов</i> Проектний інжиніринг та надійність ґрунторізальних елементів полозових сошників зернових сівалок	128
<i>П. Г. Лузан, А. Є. Грінчук, О. Р. Лузан</i> Теоретичне обґрунтування процесу руху часток зернового матеріалу на решеті з комбінованим профілем прутків.....	135

О. О. Лимар, Д. Д. Марченко

Підвищення ефективності експлуатації автомобільної техніки АПК
шляхом удосконалення системи живлення дизельного двигуна..... 148

М. С. Храмов, В. А. Грубань

Обґрунтування параметрів плоских напрямних дисків комбінованої
грунтообробної установки на основі математичного моделювання 155

Д. В. Богатирьов, В. М. Сало, О. В. Юрченко, Т. В. Червоний

Обґрунтування просторової орієнтації стебел соняшнику для підвищення
працездатності котків-подрібнювачів 167

М. В. Голотюк

Аналіз конструктивно-технологічних параметрів адаптивної
ходової системи енергетичного засобу залежно від агрофону поля..... 178

С. М. Лещенко

Технологічна модель глибокого розпушування ґрунту 185

А. О. Михайлов

Дослідження розпилювачів роботизованої платформи для
обприскування бур'янів..... 198

С. О. Харченко, Ф. М. Харченко, А. М. Стельмах, О. В. Панкова,

В. В. Котляревський, Є. Г. Лабєцький

Обґрунтування параметрів просіювальної поверхні об'ємної структури:
багатофакторне моделювання і виробнича валідація 209

О. М. Васильковський

Порівняння енергетики вертикального та горизонтального повітряних
каналів зерноочисних машин..... 224

Г. Б. Філімоніхін, В. В. Пирогов, А. І. Гречка, Д. Г. Герасимович

Збудники двочастотних коливань у яких тіла кочення розганяються силами
опору коченню..... 233

Н. А. Доценко, О. А. Горбенко, О. С. Садовий, О. В. Баранова

Проектування енергоефективного обладнання для подрібнення фуражного
зерна для комбікормового виробництва з оптимізацією конструкційних
і технологічних параметрів 243

ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА

І. А. Валявський, О. В. Лисенко, О. І. Скібінський, А. Р. Апаракін

Кінематичний аналіз впливу реконфігурації гексапода на його робочий простір 256

К. К. Щербина, М. О. Годунко, Р. А. Кравченко, В. К. Щербина

Вплив на точність позиціонування промислового робота в процесі експлуатації
з токарним верстатом..... 271

В. В. Свяцький, В. В. Конончук, О. Ф. Сіса, В. Я. Мірзак

Підвищення продуктивності процесу екструзії труб основі комп'ютерного
моделювання..... 279

Інформація про авторів..... 285

CONTENT

ENGINEERING

<i>Serhii Stepanenko, Borys Kotov, Alvia Kuzmych, Viktor Shvydia, Viktor Dnes, Daryna Volyk</i> Investigation of the Grain Cleaning Process in a Flat-Sieve Separator	7
<i>Pavlo Luts</i> Evaluation of the Effectiveness of Using Hydropneumatic Fogging Systems in Greenhouses for Cuttings and Germination	17
<i>Oleksii Burlaka, Bohdan Stupak</i> Theoretical and Mechanical Analysis of the Gravitational-Centrifugal Seed Discharge Process by the Modernized Bucket of the NF-1 Bucket Elevator	27
<i>Elchyn Aliiev, Nataliia Ponomarenko, Tymofii Rud</i> Numerical Simulation of the Seed Pelleting Process in a Drum Apparatus	37
<i>Kateryna Vasylykivska, Mykola Kovalov, Valentyna Malakhovska</i> Justification of Optimal Parameters for a Batch-Type Hydroponic System	49
<i>Mykhailo Kryshko</i> Experimental Studies of the Operation of a String Sieve	60
<i>Oleksandr Kobets, Yevhen Lepet</i> Results of Comparative Studies of a Device for Liquid Mineral Fertilizer Application	69
<i>Iurie Melnic, Vladimir Badiul, Mihail Cătană, Angela Melnic</i> The Impact of Vertical Seedling Placement Non-Uniformity on Survival Performance and Agrocenosis Biopotential	78
<i>Vladyslav Zubko, Yevgen Omelchenko</i> Theoretical Foundations of the Operation of a Machine for Picking Up, Storing, and Transporting Bales	85
<i>Oleksandr Rusachenko, Ihor Shepelenko, Orest Slabyi, Yaroslav Hrydzuk, Ihor Dmytriv</i> A Study of the Wear on a Loaded Bucket Lined with Rubber-Woven Mats when Loaded with Bulk Materials	90
<i>Oleh Haidenko</i> Designs of Bag Fixing and Counter-Pressure Devices for Packing Straw Substrate for Oyster Mushroom Cultivation	104
<i>Vladyslav Boiko, Oleksandr Denysenkov</i> Analytical Substantiation of the Design Parameters of an Agro-Bridge Machine	110
<i>Andrii Chepizhnyi, Tetiana Khvorost, Serhii Chugaiev, Vladyslav Kovalenko, Vitalii Shutko</i> Analysis of the Main Indicators and Mathematical Models of the Interaction of the Wheel with the Agrobbackground (Soil)	119
<i>Yurii Machok, Dmytro Petrenko, Dmytro Artemenko, Ruslan Kisilov</i> Project Engineering and Reliability of Soil-cutting Elements of Grain Drill Runner Openers	128

Petro Luzan, Hrinchuk Andrii, Olena Luzan

Theoretical Substantiation of the Motion of Grain Material Particles on a Sieve with a Combined Rod Profile 135

Oleksandr Lyman, Marchenko Dmytro

Increasing the efficiency of operation of agricultural machinery by improving the diesel engine power supply system..... 148

Mykyta Khramov, Vasil Hruban

Mathematical Modeling of Soil Interaction with Flat Guide Discs of a Combined Tillage Unit 155

Dmytro Bohatyrov, Dmytro Petrenko, Oksana Yurchenko, Taras Chervonyi

Substantiation of the Spatial Orientation of Sunflower Stalks to Enhance the Performance of Roller-Crimpers 167

Mykola Holotiuk

Analysis of Structural and Technological Parameters of the adaptive Running System of the Energy Vehicle Depending on the agro Background of the Field 178

Serhii Leshchenko

Technological Model of Deep Soil Loosening 185

Artem Mykhailov

Research of Nozzles of a Robotic Platform for Weed Spraying..... 198

Serhii Kharchenko, Farida Kharchenko, Andrii Stelmakh, Pankova Oksana,

Ihor Kotliarevskyi, Ievgen Labetskyi

Optimization of Three-Dimensional Screening Surface Parameters: Multifactor Modeling and Industrial Validation..... 209

Oleksii Vasylykovskyi

Comparison of the Energetics of Vertical and Horizontal Air Channels of Grain Cleaning Mach..... 224

Gennadiy Filimonikhin, Volodymyr Pirogov, Andrii Hrechka, Denys Gerasymovych

Exciters of Two Frequency Oscillations in Which the Rolling Elements are Accelerated by Rolling Resistance Forces 233

Nataliia Dotsenko, Olena Gorbenko, Oleksiy Sadovoy, Olena Baranova

Design of Energy-Efficient Equipment for Grinding Feed Grain for Compound Feed Production with Optimization of Structural and Technological Parameters..... 243

APPLIED MECHANICS

Ivan Valiavskyi, Oleksandr Lysenko, Olexandr Skibinskyi, Anton Aparakin

Kinematic Analysis of the Influence of Hexapod Reconfiguration on Its Workspace 256

Kyryl Shcherbyna, Maksym Hodunko, Roman Kravchenko, Volodymyr Shcherbyna

Influence on the Positioning Accuracy of an Industrial Robot During Operation with a Lathe 271

Kyryl Shcherbyna, Maksym Hodunko, Roman Kravchenko, Volodymyr Shcherbyna

Influence on the Positioning Accuracy of an Industrial Robot During Operation with a Lathe 279

Information about authors 285

МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 631.362.3

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2026.56.7-16>

С. П. Степаненко¹, ст. наук. співр., д-р техн. наук, Б. І. Котов², проф., д-р техн. наук, А. Я. Кузьмич¹, ст. досл., канд. техн. наук, В. О. Швидя¹, ст. досл., канд. техн. наук, В. І. Днесь¹, ст. досл., канд. техн. наук, Д. А. Волик¹

¹Інститут механіки та автоматики агропромислового виробництва Національної Академії Аграрних наук України, смт. Глеваха, Україна

²Заклад вищої освіти «Подільський державний університет», Кам'янець-Подільський, Україна

e-mail: Stepanenko_s@ukr.net

Дослідження процесу очищення зерна на плоскорешітному сепараторі

Викладено результати експериментальних досліджень процесу очищення зернового матеріалу на пересувному плоскорешітному сепараторі з удосконаленою аспіраційною камерою. Дослідження проводилися з метою підвищення ефективності відокремлення легких домішок та зменшення втрат повноцінного зерна в аспіраційних каналах. У ході експериментів проаналізовано вплив основних конструктивних і режимних параметрів аспіраційної камери на показники очищення, зокрема швидкість повітряного потоку, подачу зернової суміші та геометричні характеристики камери. За результатами обробки експериментальних даних отримано рівняння регресії, що описують залежність ефективності очищення та процесу осадження легких домішок від досліджуваних факторів. Отримані залежності можуть бути використані для обґрунтування раціональних параметрів аспіраційної камери та оптимізації роботи пересувних плоскорешітних зерноочисних машин.

плоскорешітний сепаратор, аспіраційна камера, ефективність, пневмосепарація, осадження, осадження легких домішок, травмування зерна

Постановка проблеми. За сучасних умов трансформації аграрного сектору України відбуваються зміни у формах землеволодіння та структурі посівних площ. Унаслідок цього зросла кількість фермерських господарств, які обробляють відносно невеликі масиви зернових культур. Для очищення зерна, отриманого з таких площ, переважно застосовують мобільні зерноочисні агрегати, що забезпечують попереднє та основне очищення. Найпоширенішими є пересувні плоскорешітні машини з продуктивністю в межах 10–30 т/год.

Разом із тим експлуатація зазначеного обладнання супроводжується утворенням та викидом зернового пилу і легких домішок у навколишній робочий простір. Це негативно впливає на умови праці операторів, ускладнює обслуговування техніки та знижує її ергономічні показники. У зв'язку з цим розроблення та впровадження ефективних технічних рішень щодо локалізації й утилізації пилу та легких домішок у пересувних плоскорешітних машинах є актуальним науково-практичним завданням.

Аналіз досліджень та публікацій. У світовій практиці очищення зерна простежується тенденція до централізованої організації аспіраційних систем. Провідні виробники зерноочисного обладнання, зокрема Міаг (Німеччина), Бюлер (Швейцарія) та Хепт-Картер (США), зазвичай не оснащують окремі сепаратори індивідуальними аспіраційними камерами. Виділення та концентрація легких домішок у таких системах здійснюється централізовано, через єдиний аспіраційний вузол або окремий пиловловлювальний агрегат, що обслуговує групу машин [4, 12-16].

Перевагою такого підходу є уніфікація процесу очищення повітря та спрощення обслуговування системи в умовах великих зернопереробних підприємств [19]. Однак централізована схема має низку обмежень [18]. Зокрема, ускладнюється можливість індивідуального регулювання повітряних параметрів для кожного сепаратора залежно від його продуктивності, складу зернового вороху та фізико-механічних властивостей домішок. Крім того, ефективне функціонування централізованої аспірації потребує наявності комплексної системи машин очищення та відповідної інфраструктури, що економічно виправдано переважно на великих елеваторах або комбінатах хлібопродуктів. Для фермерських господарств із невеликими обсягами переробки зерна така система часто є надмірно складною й витратною [17-19].

На пересувних плоскорешітних сепараторах, які використовуються у малих та середніх господарствах, найчастіше застосовують аспіраційні камери двох основних конструктивних типів. Перший тип - гравітаційні камери, виконані у вигляді бункера з перегородкою, що змінює напрям руху повітряного потоку та забезпечує осадження легких часток під дією сили тяжіння. Другий тип – відцентрові камери, які мають центральну трубу та спіральну або похилу навивку для відведення виділених домішок під дією відцентрових сил [5-7].

Результати попередніх досліджень свідчать, що за показниками ефективності виділення легких домішок відцентрові камери не мають істотних переваг порівняно з гравітаційними аналогами. Водночас їх встановлення на пересувні зерноочисні машини може призводити до зміщення центра мас конструкції, що погіршує стійкість агрегату під час транспортування та підвищує ризик його перекидання. Це особливо критично для [1-2].

Разом із тим у науковій літературі недостатньо висвітлено питання оптимізації параметрів гравітаційних аспіраційних камер саме для пересувних плоскорешітних сепараторів. Бракує системних досліджень, спрямованих на встановлення раціональних геометричних розмірів, режимів руху повітря та умов осадження легких домішок з урахуванням змінної продуктивності машин. У зв'язку з цим подальші теоретичні та експериментальні дослідження у цьому напрямі є своєчасними та науково обґрунтованими.

Постановка завдання. Метою роботи є встановити закономірності впливу продуктивності плоскорешітного сепаратора на показники якості очищення зернових матеріалів та надати їх кількісну оцінку з метою визначення раціональних режимів її роботи.

Виклад основного матеріалу. З метою підвищення ефективності вилучення та локалізації легких домішок для експериментального плоскорешітного сепаратора було розроблено та виготовлено удосконалену аспіраційну камеру. Конструктивні рішення базувалися на результатах попередніх теоретичних і експериментальних досліджень, виконаних у ІМА АПВ НААН. Розроблена камера призначена для інтенсифікації процесу відокремлення легких фракцій без істотного ускладнення конструкції машини та без зміщення її центру мас.

Конструкція камери включає корпус, завантажувальний бункер, скатні полиці, напрямні канали, осадну камеру, обичайки, збиральні полиці, вентилятор, шнековий транспортер та систему вихідних каналів. Аспіраційний вузол встановлювався безпосередньо над решітними станами експериментального сепаратора, що забезпечувало поєднання повітряного та решітного способів очищення в єдиному технологічному циклі.

Технологічний процес відбувався таким чином. Зернова суміш із завантажувального бункера самопливом надходила на скатні поверхні. Під час руху

вниз матеріал потрапляв у похилий повітряний потік, сформований вентилятором. Завдяки більшій масі та меншому аеродинамічному опору повноцінне зерно випадало вниз і надходило на подальше очищення решетами. Легкі домішки, що характеризуються вищим коефіцієнтом аеродинамічного опору, захоплювалися повітряним потоком і транспортувалися через напрямні канали до осадної камери.

В осадній камері за рахунок спеціальної геометрії обичайок змінювався напрям руху повітряного потоку. У зоні повороту швидкість повітря зменшувалася, що призводило до зниження підйомної аеродинамічної сили. У результаті цього легкі домішки осідали та накопичувалися на збиральних полицях, звідки за допомогою шнека відводилися до вивідного каналу. Така схема забезпечувала поетапне відокремлення фракцій і зменшення повторного захоплення осілих часток.

Для оцінки ефективності запропонованої конструкції було проведено однофакторний експеримент, у якому досліджувався вплив продуктивності плоскорешітного сепаратора q на показники технологічної ефективності очищення $E, \%$ та осадження легких домішок $E_k, \%$. У досліджах використовували навішування зернової суміші масою 60 кг із вмістом легких домішок 3 %. Продуктивність регулювали зміною положення заслінки завантажувального бункера в межах 0,4–9,6 т/год.

Для кількісного обліку легких домішок, винесених повітряним потоком через вентилятор, на його нагнітальний канал встановлювали тканинний рукав довжиною 2 м, що забезпечував повне вловлювання часток. Отримані експериментальні дані дали змогу встановити характер зміни ефективності процесу залежно від продуктивності та визначити раціональні режими роботи аспіраційної камери з урахуванням компромісу між інтенсивністю очищення та стабільністю повітряного потоку.

Ефективність очищення E , рахували за формулою:

$$E = \frac{m_1 + m_2 - m_3}{m \cdot \varepsilon}, \quad (1)$$

де m – маса наважки, кг;

ε – засміченість, %;

m_1 – маса легких домішок виділених аспіраційною камерою, кг;

m_2 – маса легких домішок у мішку, кг;

m_3 – маса зерна у фракціях виділених мішком і аспіраційною камерою, кг.

Ефективність осадження легких домішок E_k , рахували за формулою:

$$E_k = \frac{m_1}{m_1 + m_2}, \quad (2)$$

План реалізації експерименту представлений в таблиці 1.

Отримані експериментальні дані апроксимували поліномом другого степеня. Рівняння регресії ефективності очищення E і ефективності осадження легких домішок аспіраційною камерою від продуктивності плоскорешітного сепаратора q прийняли вигляд:

$$E = 72,223 - 7,1473 \cdot q + 0,2641 \cdot q^2, \quad (3)$$

$$E_k = 68,473 + 3,9712 \cdot q - 0,5033 \cdot q^2. \quad (4)$$

Таблиця 1 – Рівні незалежних факторів експериментальних досліджень

Продуктивність сепаратора, т/год	Ефективність очищення від легких домішок, %	Ефективність осадження легких домішок, %
0,4	69,3	70,0
4	49,6	76
4,4	44,2	76,5
9,6	28	60,2

Джерело: розроблено авторами

На основі рівняння 3 та даних табл. 1 побудований графік залежності ефективності очищення від легких домішок E від продуктивності сепаратора q (рис. 1).

Графік показує, що з підвищенням продуктивності q ефективність пневмосепарації знижується, що пояснюється погіршенням умов виділення легких домішок. Максимальної ефективності сепарації 72 % можна досягти при мінімальних значеннях продуктивності.

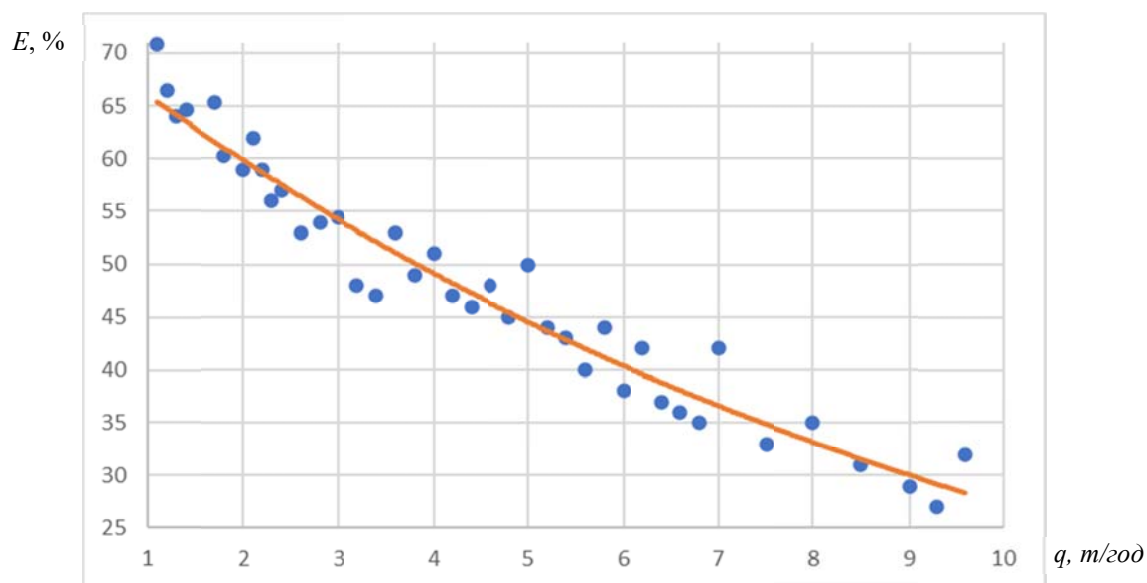


Рисунок 1 – Графік залежності технологічної ефективності пневмосепарації модернізованої аспіраційної камери від продуктивності сепаратора q .

Джерело: розроблено авторами

На основі рівняння 4 та даних табл. 1 побудований графік залежності ефективності осадження легких домішок E_k від продуктивності сепаратора q (рис. 2).

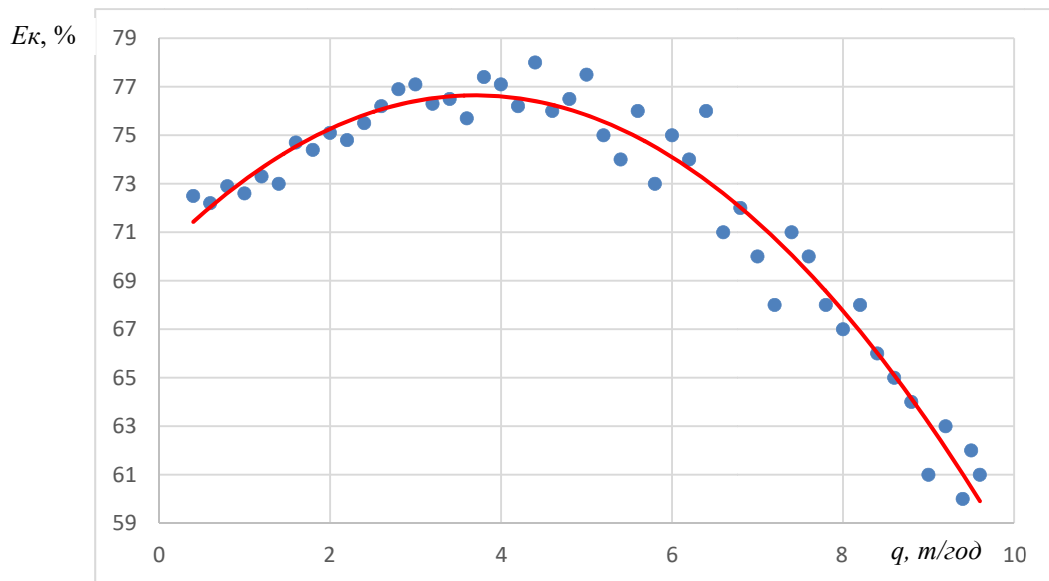


Рисунок 2 – Графік залежності технологічної ефективності осадження легких домішок E_k , % аспіраційною камерою плоскорешітного сепаратора від продуктивності сепаратора q .

Джерело: розроблено авторами

Аналіз даного графіка показує, що функція має екстремум в точці 3,95 /год. Цьому значенню продуктивності відповідає найбільше значення ефективності осадження 76,3%. Дану зону можна пояснити тим, що при збільшенні продуктивності плоскорешітного сепаратора q зменшується кількість виділених легких домішок, тобто їх концентрація (рис. 3). Зменшення концентрації легких домішок поліпшує умови осадження, але при збільшенні концентрації легких домішок у потоці повітря підвищується швидкість повітряного потоку між частками і як наслідок зниження швидкості повітряного потоку на повороті в деяких зонах виявляється недостатнім. Подальше зниження концентрації легких домішок у повітряному потоці теж негативно сприяє осадженню, так як при малій концентрації легких домішок у повітряному потоці збільшується динамічний тиск, який обмежує нижню границю швидкості повітряного потоку на повороті.

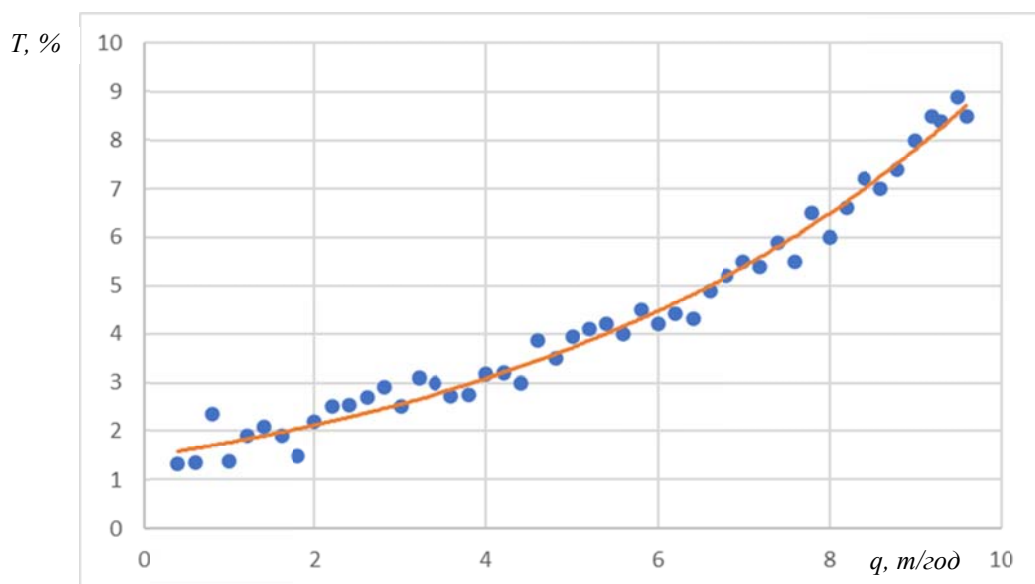


Рисунок 3 – Залежність відсотка травмування зерна від продуктивності машини

Джерело: розроблено авторами

Аналіз наведеного графіка показує, що зі збільшенням продуктивності сепаратора q спостерігається стійке зростання рівня травмування зерна. У досліджуваному діапазоні продуктивності функція має монотонно зростаючий характер без вираженого екстремуму. Мінімальне значення травмування (близько 1,5–2,0 %) відповідає найменшій продуктивності 0,4 т/год, тоді як при підвищенні продуктивності до 9,6 т/год рівень травмування досягає максимальних значень порядку 6,5 %.

Такий характер залежності можна пояснити тим, що зі зростанням продуктивності збільшується інтенсивність взаємодії зернового матеріалу з робочими органами та між собою. Підвищення масової подачі призводить до зростання щільності зернового потоку, збільшення кількості контактів і ударних навантажень між частками, а також до підвищення швидкостей переміщення зерна в аспіраційній камері. У результаті зростає механічне навантаження на зернівки, що спричиняє підвищення їх пошкодження.

Апроксимація отриманої залежності травмування зерна від продуктивності сепаратора квадратичним поліномом має вигляд:

$$T = 1,3245 + 0,4343 \cdot q + 0,0109 \cdot q^2, \quad (5)$$

де T - рівень травмування зерна, %; q - продуктивність сепаратора, т/год.

Отримане рівняння описує зростаючий характер функції, причому додатний коефіцієнт при q^2 свідчить про прискорене зростання травмування при підвищенні продуктивності в зоні великих навантажень.

Крім того, при більших значеннях продуктивності змінюється структура повітряного потоку: збільшується турбулентність і нерівномірність розподілу швидкостей, що додатково посилює динамічний вплив на зерновий матеріал. Таким чином, підвищення продуктивності сепаратора супроводжується зростанням травмування зерна, що обумовлює необхідність вибору раціонального режиму роботи обладнання з урахуванням компромісу між продуктивністю та збереженням якості зерна.

Рекомендації щодо подальших досліджень та удосконалення конструкції будуть наступними. Рекомендується виконати чисельне моделювання повітряного потоку (CFD-моделювання) для аналізу розподілу швидкостей, зон турбулентності та тиску в камері. Це дасть змогу зменшити енергетичні витрати вентилятора та мінімізувати вторинне захоплення осілих часток. Комплексна багатофакторна оптимізація. Подальші дослідження варто спрямувати на одночасне врахування трьох критеріїв: ефективності очищення E , ефективності осадження E_k та рівня травмування T . Доцільно застосувати методи планування експерименту другого порядку або методи багатокритеріальної оптимізації для визначення раціональної області режимів роботи.

Необхідно дослідити вплив швидкості повітряного потоку, висоти падіння зерна та конструкції напрямних поверхонь на рівень механічного пошкодження. Перспективним є застосування демпфуючих покриттів або зміненої конфігурації скатних елементів.

Доцільно виконати аналіз питомих енерговитрат на процес аспірації та визначити співвідношення «ефективність очищення - енерговитрати». Це особливо важливо для мобільних установок, що працюють у польових умовах.

Перспективним напрямом є впровадження датчиків запиленості та автоматичного керування швидкістю вентилятора залежно від продуктивності та

складу вороху. Це забезпечить стабільність технологічного процесу в умовах змінного навантаження.

Загалом подальші дослідження мають бути спрямовані на комплексне вдосконалення аеродинамічної схеми аспіраційної камери з одночасним підвищенням ефективності очищення, зменшенням травмування зерна та зниженням енергетичних витрат.

Висновки. У результаті проведених експериментальних досліджень встановлено кількісні залежності ефективності очищення E та ефективності осадження легких домішок E_k від продуктивності плоскорешітного сепаратора q . Отримані регресійні моделі (3) та (4), апроксимовані поліномами другого ступеня, адекватно описують характер зміни досліджуваних показників у діапазоні 0,4 -9,6 т/год.

Встановлено, що зі зростанням продуктивності сепаратора загальна ефективність очищення від легких домішок зменшується. Максимальне значення показника E (приблизно 72 %) досягається при мінімальній продуктивності. Подальше збільшення подачі зернової суміші погіршує умови пневмосепарації внаслідок зростання навантаження на повітряний потік і зниження стабільності процесу виділення легких фракцій.

Залежність ефективності осадження легких домішок E_k від продуктивності має екстремальний характер. Найвище значення $E_k=76,3\%$ відповідає продуктивності близько 3,95 т/год, що свідчить про існування раціонального режиму роботи аспіраційної камери. Відхилення від цієї зони як у бік зменшення, так і збільшення продуктивності призводить до зниження ефективності осадження через зміну концентрації домішок у повітряному потоці та порушення оптимальних умов зниження швидкості в зоні повороту потоку.

Дослідження впливу продуктивності на рівень травмування зерна показало монотонне зростання цього показника зі збільшенням qqq . Мінімальний рівень пошкодження (1,5-2,0 %) спостерігається при найменшій продуктивності, тоді як при 9,6 т/год травмування досягає близько 6,5 %. Отримане рівняння (5) підтверджує прискорене зростання травмування при високих навантаженнях, що зумовлено підвищенням щільності зернового потоку, інтенсивністю контактів та турбулентністю повітряного середовища.

Узагальнюючи результати, можна зробити висновок, що підвищення продуктивності сепаратора супроводжується суперечливим впливом на якісні показники роботи: з одного боку знижується загальна ефективність очищення та зростає травмування зерна, з іншого – існує оптимальна зона продуктивності, в якій досягається максимальна ефективність осадження легких домішок.

Отже, раціональний режим роботи аспіраційної камери доцільно обирати з урахуванням компромісу між продуктивністю, ефективністю очищення та збереженням цілісності зерна. Оптимальною з технологічної точки зору є зона продуктивності близько 4 т/год, яка забезпечує високий рівень осадження легких домішок при допустимому рівні травмування зерна.

Список літератури

1. Богатирьов Д. В., Скриннік І. О., Юрченко О. В. Обґрунтування технологічних параметрів зернового сепаратора. *Конструювання виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин*. 2019. Вип. 49. С. 34–42. DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2019.49.34-42>

2. Васильковський О. М., Лещенко С. М., Нестеренко О. В., Петренко Д. І., Якименко С. М. Обґрунтування конструктивної схеми пневморешітного сепаратора зерна. *Конструювання виробництва та експлуатація сільськогосподарських машин*. 2021. Вип. 51. С. 104–110. DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2021.51.104-110>
3. Степаненко С. П., Котов Б. І., Волик Д. А., Мельник В. А. Дослідження процесів руху та розділення компонентів насіннєвих сумішей у вібропневматичному середовищі. *Віб्राції в техніці та технологіях*. 2024. № 2(113). С. 14–23. DOI: <https://doi.org/10.37128/2306-8744-2024-2-2>
4. Васильковський О.М., Лещенко С.М., Мороз С.М., Нестеренко О.В., Молокост Л.А. До створення концепції «ідеального» решета зернового сепаратора. *Конструювання виробництва та експлуатація сільськогосподарських машин*. 2020. Вип. 52. С. 52–58. DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2020.50.52-58>
5. Котов Б., Степаненко С., Калініченко Р. Теоретичне обґрунтування руху частинки зерна на вібропневморешеті при дії розпушуючих робочих органів. *Науковий вісник Національного аграрного університету*. 2007. Т. 115. С. 112–117.
6. Ольховський В.О., Дударев І.М. Способи сепарування та сепаратори зернової маси. Сільськогосподарські машини. 2021. №47. С. 102–112. DOI: <https://doi.org/10.36910/acm.vi47.655>
7. Brouwers J. J. H. Innovative Methods of Centrifugal Separation. *Separations*, 2023. Vol. 10(3), 181. DOI: <https://doi.org/10.3390/separations10030181>
8. Тищенко Л. Н., Харченко С. А. Дослідження процесу проходження частинок зернової суміші через отвори решіт вібраційних сепараторів. *Вісник аграрної науки*. 2013. № 7. С. 45–50.
9. Харченко С. О. Експериментальні дослідження повітропроникної розшаровуючої поверхні пневмосепаруючого пристрою зернових сепараторів. *Вісник ХНТУСГ*. 2015. Т. 156. С. 210–216.
10. Xing Q., Utami D. P., Demattey M. B., Kyriakopoulou K., de Wit M., Boom R. M., Schutyser M. A. I. A two-step air classification and electrostatic separation process for protein enrichment of starch-containing legumes. *Innovative Food Science & Emerging Technologies*. 2020. Vol. 66, 102480. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ifset.2020.102480>
11. Meenakshi Sundaram G. S., Das D., Emiola-Sadiq T., Khan A. S., Zhang L., Meda, V. Developments in the Dry Fractionation of Plant Components: A Review. *Separations*. 2024. Vol. 11(12), 332. DOI: <https://doi.org/10.3390/separations11120332>
12. Kaas A., Mütze T., Peuker U. A. Review on Zigzag Air Classifier. *Processes*. 2022. Vol. 10, no. 4, 764. DOI: <https://doi.org/10.3390/pr10040764>
13. Kharchenko S., Borshch Y., Kovalyshyn S., Piven M., Abduev M., Miernik A., Popardowski E., Kielbasa P. Modeling of Aerodynamic Separation of Preliminarily Stratified Grain Mixture in Vertical Pneumatic Separation Duct. *Applied Sciences*. 2021. Vol. 11, no. 10, 4383. DOI: <https://doi.org/10.3390/app11104383>
14. Yuan J., Li H., Qi X., Hu T., Bai M., Wang Y. Optimization of airflow cylinder sieve for threshed rice separation using CFD-DEM. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*. 2020. Vol. 14(1), P. 871–881 DOI: <https://doi.org/10.1080/19942060.2020.1778540>
15. Shapiro M., Galperin V. Air classification of solid particles: A review. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*. 2005. Vol. 44. P. 279–285. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.cep.2004.02.022>
16. Швець О., Коруняк П. Підвищення ефективності просіювання зерна на віброрешітному електросепараторі. *Вісник ЛНУВ. Серія Агроінженерні дослідження*. 2023. Вип. 26, С. 64–70 DOI: <https://doi.org/10.31734/agroengineering2022.26.064>
17. Stepanenko, S., Kотов, B., Kuzmych, A., Kalinichenko, R., Hryshchenko, V. Research of the process of air separation of grain material in a vertical zigzag channel. *Journal of Central European Agriculture*. 2023. Vol. 24(1). P. 225–235. DOI: <https://doi.org/10.5513/JCEA01/24.1.3732>
18. Stepanenko S., Volyk D., Kuzmych A., Melnyk V. Theoretical study of grain particle movement in vibro-aerodynamic field. *Proceeding of 24th International Scientific Conference Engineering for Rural Development*, May 21–23 2025, Jelgava, 2025. Vol. 24. P. 1091–1096. DOI: <https://doi.org/10.22616/ERDev.2025.24.TF278>

References

1. Bohatyrov, D.V. Skrynnik, I.O., & Yurchenko, O.V. (2019). Justification of technological parameters of a grain separator. *Design, Production and Exploitation of Agricultural Machines*, 49, 34–42 [in Ukrainian]. <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2019.49.34-42>
2. Vasylovskiy, O.M, Leshchenko, S.M., Nesterenko, O.V., Petrenko, D.I., & Yakymenko, S.M. (2021). Justification of the design scheme of a pneumatic grain separator. *Design, Production and Exploitation of Agricultural Machines*, 51, 104–110 [in Ukrainian]. DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2021.51.104-110>
3. Stepanenko, S. P., Kotov, B. I., Volyk, D. A., & Melnyk, V. A. (2024). Investigation of motion and separation processes of seed mixture components in a vibro-pneumatic environment. *Vibrations in Engineering and Technologies*, 2(113), 14–23 [in Ukrainian]. <https://doi.org/10.37128/2306-8744-2024-2-2>
4. Vasylovskiy, O. M., Leshchenko, S. M., Moroz, S. M., Nesterenko, O. V., & Molokost, L. A. (2020). Towards the development of the concept of an “ideal” sieve for a grain separator. *Design, Production and Exploitation of Agricultural Machines*, 52, 52–58 [in Ukrainian]. DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2020.50.52-58>
5. Kotov, B., Stepanenko, S., & Kalinichenko, R. (2007). Theoretical substantiation of grain particle motion on a vibro-pneumatic sieve under the action of loosening working bodies. *Scientific Bulletin of the National Agrarian University*, 115, 112–117 [in Ukrainian].
6. Olkhovskiy, V.O., & Dudarev, I.M. (2021). Separation methods and separators of grain mass. *Agricultural Machines*, 47, 102–112 [in Ukrainian]. DOI: <https://doi.org/10.36910/acm.vi47.655>
7. Brouwers, J. J. H. (2023). Innovative Methods of Centrifugal Separation. *Separations*, 10(3), 181. <https://doi.org/10.3390/separations10030181>
8. Tyshchenko, L. N., & Kharchenko, S. A. (2013). Study of the process of grain mixture particle passage through sieve openings of vibratory separators. *Bulletin of Agrarian Science*, (7), 45–50 [in Ukrainian].
9. Kharchenko, S. O. (2015). Experimental studies of the air-permeable stratifying surface of a pneumatic separating device for grain separators. *Bulletin of KhNTUSG*, 156, 210–216 [in Ukrainian].
10. Xing, Q., Utami, D. P., Demattey, M. B., Kyriakopoulou, K., de Wit, M., Boom, R. M., & Schutyser, M. A. I. (2020). A two-step air classification and electrostatic separation process for protein enrichment of starch-containing legumes. *Innovative Food Science & Emerging Technologies*, 66, 102480. <https://doi.org/10.1016/j.ifset.2020.102480>
11. Meenakshi Sundaram, G. S., Das, D., Emiola-Sadiq, T., Khan, A. S., Zhang, L., & Meda, V. (2024). Developments in the dry fractionation of plant components: A review. *Separations*, 11(12), 332. <https://doi.org/10.3390/separations11120332>
12. Kaas, A., Mütze, T., & Peuker, U. A. (2022). Review on zigzag air classifier. *Processes*, 10(4), 764. <https://doi.org/10.3390/pr10040764>
13. Kharchenko, S., Borshch, Y., Kovalyshyn, S., Piven, M., Abduev, M., Miernik, A., Popardowski, E., & Kielbasa, P. (2021). Modeling of aerodynamic separation of preliminarily stratified grain mixture in a vertical pneumatic separation duct. *Applied Sciences*, 11(10), 4383. <https://doi.org/10.3390/app11104383>
14. Yuan, J., Li, H., Qi, X., Hu, T., Bai, M., & Wang, Y. (2020). Optimization of airflow cylinder sieve for threshed rice separation using CFD-DEM. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, 14(1), 871–881. <https://doi.org/10.1080/19942060.2020.1778540>
15. Shapiro, M., & Galperin, V. (2005). Air classification of solid particles: A review. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, 44, 279–285. <https://doi.org/10.1016/j.cep.2004.02.022>
16. Shvets, O., & Koruniak, P. (2023). Increasing the efficiency of grain sieving on a vibrating sieve electric separator. *Bulletin of Lviv National Environmental University. Series Agroengineering Research*, (26), 64–70 [in Ukrainian]. <https://doi.org/10.31734/agroengineering2022.26.06>
17. Stepanenko, S., Kotov, B., Kuzmych, A., Kalinichenko, R., & Hryshchenko, V. (2023). Research of the process of air separation of grain material in a vertical zigzag channel. *Journal of Central European Agriculture*, 24(1), 225–235. DOI: <https://doi.org/10.5513/JCEA01/24.1.3732>
18. Stepanenko, S., Volyk, D., Kuzmych, A., & Melnyk, V. (2025). Theoretical study of grain particle movement in vibro-aerodynamic field. *Engineering for Rural Development*, 24, 1091–1096. <https://doi.org/10.22616/ERDev.2025.24.TF278>

Serhii Stepanenko¹, Senior Researcher, DSc., **Borys Kotov**², Prof., DSc., **Alvian Kuzmych**¹, Senior Researcher, PhD tech. sci., **Viktor Shvydia**¹, Senior Researcher, PhD tech. sci., **Viktor Dnes**¹, Senior Researcher, PhD tech. sci., **Daryna Volyk**¹

¹*Institute of Mechanics and Automation of Agricultural Production, Hlevakha, Ukraine*

²*Institution of Higher Education "Podilskyi State University", Kamianets-Podilskyi, Ukraine*

Investigation of the Grain Cleaning Process in a Flat-Sieve Separator

The purpose of this paper is to experimentally investigate the process of cleaning grain materials in a mobile flat-sieve separator equipped with an improved gravity-type aspiration chamber. The study focuses on identifying the relationships between machine capacity and the efficiency of grain cleaning from light impurities, the efficiency of their deposition in the aspiration chamber, and the level of grain damage. An additional objective is to obtain mathematical relationships suitable for the engineering justification of rational operating modes of grain cleaning equipment. The obtained results are intended to improve the technological efficiency of mobile grain cleaning machines while maintaining grain quality.

The paper presents the results of experimental studies of the grain cleaning process in a mobile flat-sieve separator with an improved aspiration chamber installed directly above the sieve decks. The proposed design of the aspiration unit ensures the combination of sieve and pneumatic cleaning methods within a single technological cycle without significant complication of the machine design or displacement of its center of mass. The experiments were conducted using a single-factor experimental scheme with variation of the separator capacity in the range of 0.4–9.6 t/h. The evaluation criteria included the efficiency of grain cleaning from light impurities, the efficiency of their deposition in the aspiration chamber, and the level of grain damage. Based on the experimental results, the obtained data were approximated using second-order polynomials, and regression equations describing the variation of the studied indicators as functions of machine capacity were derived. An analysis of the obtained relationships was performed, graphs were constructed, and zones of rational operating modes of the aspiration chamber were identified.

The study revealed that an increase in the capacity of the flat-sieve separator leads to a decrease in the overall efficiency of grain cleaning from light impurities, while the efficiency of their deposition exhibits an extremal character. The maximum deposition efficiency is achieved at a capacity of approximately 4 t/h, indicating the existence of a rational operating zone for the aspiration chamber. A steady increase in the level of grain damage with increasing capacity was also observed, which limits the potential for intensifying the cleaning process. The obtained regression relationships can be used to select optimal operating modes of mobile flat-sieve separators, taking into account the trade-off between productivity, cleaning efficiency, and preservation of grain quality.

flat-sieve separator, aspiration chamber, cleaning efficiency, pneumatic separation, deposition of light impurities, grain damage

Одержано (Received) 29.05.2026

Прорецензовано (Reviewed) 18.06.2026

Прийнято до друку (Approved) 22.06.2026

УДК 631.67:635.9

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2026.56.17-26>

П. М. Луц, канд. техн. наук

Вінницький національний аграрний університет, м. Вінниця, Україна

e-mail: lutspm@gmail.com

Оцінка ефективності використання гідропневматичних систем туманоутворення в тепличних приміщеннях для живцювання та пророщування

У статті проведено комплексний аналіз ефективності використання гідропневматичних (небулайзерних) систем туманоутворення у порівнянні з системами туманоутворення інших типів для створення оптимальних умов мікроклімату в тепличних приміщеннях при зеленому живцюванні чи пророщуванні насіння.

Актуальність дослідження зумовлена необхідністю підвищення продуктивності тепличного виробництва в умовах обмежених водних ресурсів, змін клімату та вимог до високоякісного посадкового матеріалу. Виконано порівняльний аналіз туманоутворювачів з різними ключовими техніко-експлуатаційними характеристиками: робочим тиском, витратою води, розміром краплі та ефективністю охолодження та зволоження. Порівнюючи ефективність встановлено, що системи високого тиску часто є оптимальним рішенням для промислових теплиць за співвідношенням «ефективність – витрати», тоді як гідропневматичні небулайзерні системи є найбільш перспективними для високотехнологічних комплексів. Вибір типу системи має ґрунтуватися на природно-кліматичних, господарсько-економічних та фізіологічних факторах.

гідропневматична система, небулайзер, туманоутворювач, мікродисперсне зрошення, пророщування насіння, зелене живцювання, мікроклімат теплиці, енергоефективність

Постановка проблеми. Для створення сприятливого мікроклімату в тепличних приміщеннях, зазвичай, використовують методи з впливом одразу на декілька взаємопов'язаних параметрів. До основних з них відносяться: регулювання показників температури повітря та ґрунту, відносної вологості повітря і ґрунту, рівня освітлення, необхідний об'єм зрошення, концентрація рівня діоксиду вуглецю (CO_2) та загальна інтенсивність вентиляції.

Ці методи (рис. 1) спрямовані на створення оптимальних умов для росту та розвитку рослин у тепличних приміщеннях, забезпечення високої якості посадкового матеріалу та підвищення продуктивності в цілому господарства.

Методи впливу на параметри мікроклімату тісно взаємозалежні, що зумовлює необхідність комплексного підходу до управління середовищем. Підвищення температури, наприклад, часто призводить до зниження відносної вологості повітря, тому обігрів теплиці вимагає додаткового зволоження. Вентиляція знижує температуру, але одночасно виносить вологу та CO_2 , що може зменшити ефективність подачі діоксиду вуглецю. Додаткове освітлення підвищує температуру всередині приміщення, тому потребує балансування із системами затінення та туманоутворення. У разі інтенсивної вентиляції подача CO_2 стає менш ефективною через швидку зміну складу повітря.

Освітлення підвищує температуру в теплиці, тому важливо враховувати цей фактор при плануванні системи обігріву та вентиляції. Природне освітлення в деяких регіонах потребує врахування змін інтенсивності сонячного світла протягом дня та сезону та використання додатково до системи вентиляції систему затінювання.

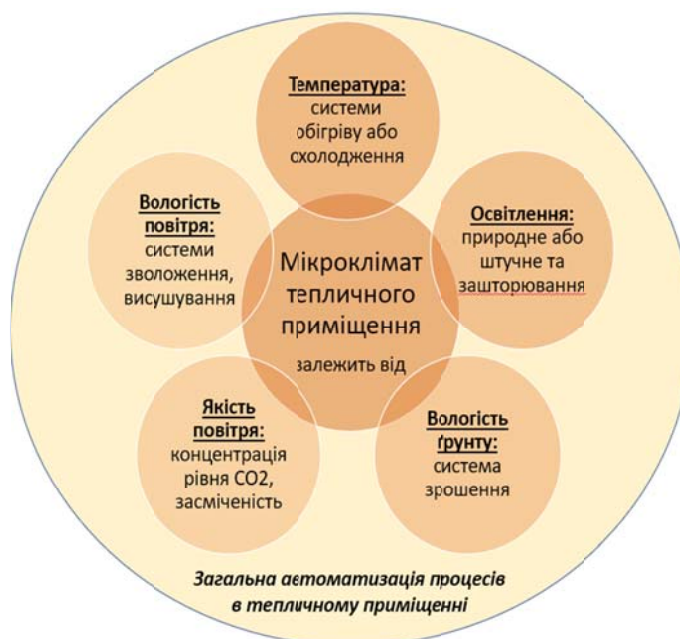


Рисунок 1 – Схема контролюємих параметрів, необхідних для створення сприятливого мікроклімату в тепличних приміщеннях

Джерело: розроблено автором

Подача діоксиду вуглецю (CO₂) додатково до теплиці може бути неефективною, якщо в цей час у інтенсивному режимі працює вентиляційна система, оскільки це призводить до швидкої зміни складу повітря теплиці. Потрібно збалансувати подачу діоксиду вуглецю з режимом вентиляції, щоб забезпечити оптимальні умови для фотосинтезу.

Особливо критичним є підтримання оптимальних умов у періоди зеленого живцювання та пророщування насіння, коли молоді рослини найбільш вразливі та чутливі до коливань температури, вологості та механічного стресу. У таких умовах традиційні методи зрошення (крапельне, дощування) часто не забезпечують делікатного та рівномірного зволоження, спричиняючи пересихання субстрату чи перезволоження листя або нерівномірний розподіл води. Саме тому мікродисперсне (аерозольне) туманоутворення набуває особливого значення: воно дозволяє створювати дрібнодисперсний туман, який швидко випаровується, підтримуючи стабільну відносну вологість повітря без надмірного змочування рослин і конструкцій теплиці. Це сприяє здоровому розвитку рослин.

Мета та завдання дослідження. Комплексний аналіз ефективності використання гідропневматичних (небулайзерних) систем туманоутворення у порівнянні з системами туманоутворення низького та високого тиску для створення оптимальних умов мікроклімату в тепличних приміщеннях при зеленому живцюванні та пророщуванні насіння, а також в обґрунтуванні науково-практичних рекомендацій щодо їх вибору та застосування з урахуванням техніко-економічних показників.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Проблема створення оптимального мікроклімату в тепличних приміщеннях для зеленого живцювання та пророщування насіння тривалий час перебуває в центрі уваги науковців і практиків. Значна кількість робіт присвячена вивченню впливу систем туманоутворення на параметри вологості, температури та дефіциту тиску пари (VPD), а також на фізіологічні процеси розвитку коріння живців й проростання насіння.

Міжнародні дослідження переконливо доводять ефективність систем туманоутворення високого тиску (high-pressure fogging) для адіабатного охолодження та зволоження теплиць. Зокрема, Perdignes та співавтори (2008) порівнювали різні стратегії охолодження теплиць і встановили, що системи туманоутворення високого тиску забезпечують більш рівномірний розподіл температури та вологості порівняно з випарними панелями та системами низького тиску, хоча й потребують більших капітальних витрат [1]. Автори підкреслюють, що розмір крапель 5 – 20 мкм дозволяє майже повне випаровування води в повітрі, що знижує ризик перезволоження субстрату та захворювань.

Аналогічні результати отримані в практичних рекомендаціях UMass Extension [2] та матеріалах MicroCool і MeeFog [3]: системи туманоутворення високого тиску (50 – 90 бар) суттєво знижують температуру на 5 – 15 °C, підвищують відносну вологість без змочування поверхні листя та прискорюють укорінення живців завдяки підтриманню оптимального рівня парового тиску [4, 5]. Дослідження Grower Talks (2017) показують, що правильне застосування туману в камерах пророщування дозволяє зменшити відсоток браку живців до 50 % порівняно з традиційним дощуванням [6]. При цьому інтеграція таких систем у структуру автоматизованого керування теплицею забезпечує ефективний контроль параметрів мікроклімату [7].

Гідропневматичні (небулайзерні) системи, які працюють за рахунок розпилення води стисненим повітрям, вивчені набагато менше, але вважаються найбільш перспективними за рахунок високого ступеня дисперсності. За даними виробника TurboFog (NaanDanJain) двофазне розпилення дає можливість розпилити воду до розміру краплі 3 – 40 мкм і забезпечує максимально рівномірне зволоження з можливістю точного регулювання мікроклімату [8, 9]. Однак наукові публікації відзначають вищі експлуатаційні витрати через необхідність компресорного обладнання.

В Україні дослідження систем туманоутворення переважно мають прикладний характер і зосереджені у вигляді комерційних пропозицій таких організацій, як СпецПоливСервіс [10], Rain&Fog [11], Теспосоолинг [12], Енергомаш [13]. Досліджень, у яких здійснюється порівняння ефективності систем високого тиску та гідропневматичних систем саме для умов живцювання та пророщування, на сьогодні практично не представлено. Приклад вивчення енерговитрат і продуктивності гідропонних систем, які часто поєднуються з туманоутворенням розглянуто в статті [14], в якій автори представили ключові аспекти ресурсозбереження в захищеному ґрунті.

Постановка завдання. Досягнення поставленої мети з врахуванням проаналізованих досліджень було визначено основні напрямки дій та сформульовано наступні завдання:

- проаналізувати взаємозалежність головних параметрів мікроклімату теплиць (температура, відносна вологість, вентиляція, концентрація CO₂, освітлення) та встановити місце мікродисперсного (аерозольного) зрошення в забезпеченні стабільних умов для молодих рослин;
- виконати порівняльну характеристику різних типів туманоутворювачів (низького, середнього та високого тиску, а також гідропневматичних небулайзерних систем) за ключовими техніко-експлуатаційними показниками – робочим тиском, витратою води, розміром краплі та ефективністю охолодження й зволоження;
- оцінити вплив цих систем на процеси укорінення живців та проростання насіння, зокрема на зниження механічного стресу, ризик розвитку захворювань та якість посадкового матеріалу;

- визначити економічні та енергетичні переваги досліджуваних систем порівняно з традиційними методами зрошення з урахуванням економії водних ресурсів і можливостей автоматизації;

- виявити перспективи подальшого вдосконалення систем мікродисперсного туманоутворення та їх інтеграція в автоматизовані комплекси керування мікрокліматом теплиць.

Вирішення цих завдань дозволить об'єктивно оцінити ефективність сучасних технологій туман утворення та створить практичні рекомендації для тепличних господарств.

Виклад основного матеріалу. Ефективне формування мікроклімату в тепличних приміщеннях є одним із визначальних чинників інтенсифікації рослинництва, оскільки саме параметри температури, відносної вологості повітря та дефіциту тиску водяної пари (VPD) безпосередньо впливають на процеси транспірації, фотосинтезу та сприяє покращенню якості укорінення рослин [2, 3]. У сучасних технологіях вирощування все більшого поширення набувають системи мікрозрошення, які також називають дрібнодисперсним або аерозольним зрошенням. Такі системи дозволяють не лише здійснювати полив, а й ефективно регулювати мікроклімат у теплиці [8, 9].

Економія води та ресурсів, та загальна енергоефективність є ще однією перевагою мікродисперсного зрошення. Така система дозволяє більш ефективно використовувати воду, оскільки вона доставляється безпосередньо до рослин у формі мікрокрапель, зменшуючи випаровування та втрати води. Це сприяє економії водних ресурсів і знижує витрати на полив та зменшує ризик захворювань через зниження вологого періоду по листках рослин, що зменшує ризик розвитку грибкових захворювань та інших патогенів.

Поєднання мікрозрошення з традиційними методами поливу дозволяє оптимізувати водний режим, зменшити температурний стрес рослин, підвищити врожайність і забезпечити більш раціональне використання ресурсів [6, 9]. Вибір режимів роботи системи повинен враховувати кількість днів із критичними температурами та добову динаміку змін температури і вологості.

Доцільність використання таких систем безпосередньо пов'язана з природно-кліматичними (рельєф, клімат, забезпеченість та якість води) та господарсько-економічними факторами (склад та особливості культури, що вирощується, ресурсозабезпеченість, фізіологічні потреби рослин, умови обробітку).

З таблиці порівняння ефективності створення мікроклімату в тепличних приміщеннях (табл. 1) прослідковується чітка залежність між робочим тиском, витратою води, розміром краплі та з цього всього – здатністю систем забезпечувати охолодження та зволоження повітря. Форсунки типу мікроджет, такі як MJ-1302 виробництва Presto-PS, працюють при відносно низькому тиску 0,3–0,4 МПа і формують зону мікродощування з розміром краплі величиною 130–160 мкм, що є достатньо крупною та зумовлює їх низьку ефективність у процесах адіабатного охолодження. Значна частина води в цьому випадку не випаровується у повітрі, а осідає на рослинах і конструкціях теплиці, викликаючи локальне перезволоження та знижуючи рівномірність протікання процесів мікроклімату, хоча енергоспоживання таких систем є меншим.

Форсунки середнього тиску, зокрема Netafim CoolNet Pro™ та Tavlit серій EXL та 4191, працюють у діапазоні 0,25 – 0,4 МПа і забезпечують формування хмари з краплею розміром 50 – 120 мкм. У цьому варіанті досягається часткове випаровування води у повітрі, що суттєво підвищує ефективність охолодження порівняно з

мікроджетами. Зокрема, зменшення розміру краплі до 50 мкм (EXL) дозволяє збільшити площу теплообміну й, відповідно, інтенсивність випаровування, що позитивно впливає на зниження температури та стабілізацію відносної вологості. Проте й у таких системах частина крапель осідає, особливо при високій вологості повітря, що обмежує їх ефективність у спеку. Витрата води від 12 до 60 л/год. дозволяє забезпечити достатньо інтенсивне зволоження, але водночас підвищене водоспоживання.

Таблиця 1 – Характеристики різних типів туманоутворювачів та мікродощувачів

Найменування, виробник	Зображення	Витрата води, л/год	Робочий тиск, МПа	Розмір краплі, мкм
Туманоутворювачі мікроджет MJ-1302, Presto-PS (Україна)		27 – 35	0,3 – 0,4	130 – 160
Туманоутворювачі CoolNet Pro™, Netafim (Ізраїль)		12 – 50	0,25 – 0,35	60 – 120
Туманоутворювачі Серії 4191, Tavlit (Ізраїль)		12 – 50	0,25 – 0,35	60 – 120
Туманоутворювачі EXL, Tavlit (Ізраїль)		30 – 60	0,3 – 0,4	50 – 100
Туманоутворювачі Super Fogger, NDJ (Ізраїль)		20 – 42	0,4 – 0,6	45 – 90
Туманоутворювачі високого тиску Ender (Туреччина)		3 – 10	5 – 7	5 – 20
Небулайзер TurboFog, NDJ, (Ізраїль / Індія)		1,3 – 10	1,2 – 3,0 (вода) 0,2 – 0,25 (повітря)	3 – 40

Джерело: розроблено автором

Туманоутворювачі типу Super Fogger компанії NaanDanJain, що працюють при дещо вищому тиску 0,4 – 0,6 МПа і формують розмір краплі 45 – 90 мкм, демонструють покращену ефективність у порівнянні з попередніми системами [10 - 13]. Менший розмір краплі забезпечує більш інтенсивне випаровування і, відповідно, краще охолодження без значного змочування поверхні рослин. Це дозволяє досягати більш

рівномірного розподілу вологості в об'ємі теплиці, що є важливим фактором для запобігання стресу рослин.

Високий рівень ефективності з точки зору адіабатичного охолодження забезпечують туманоутворювачі високого тиску, наприклад турецької фірми Ender, які працюють при 50 – 70 МПа і формують ультрадрібну краплю розміром 5 – 20 мкм. За таких умов відбувається майже повне випаровування води у повітрі ще до досягнення поверхні рослин, що забезпечує максимальний ефект охолодження при мінімальній витраті води. Однак використання таких систем потребує значних енергетичних витрат і високої якості підготовки води.

Найбільш технологічно досконалі є гідропневматичні туманоутворювачі (небулайзери) типу TurboFog виробництва NaanDanJain, які працюють із поєднанням води під тиском 1,2 – 3,0 МПа та стисненого повітря (2 – 2,5 бар), що спроможні формувати розмір краплі від 3 до 40 мкм [8, 12]. Завдяки використанню двофазного розпилення досягається найвищий ступінь дисперсності та рівномірності утворення туману, що забезпечує практично повне випаровування води і максимальну ефективність як охолодження, так і зволоження. Такі системи дозволяють точно регулювати параметри мікроклімату залежно від потреб рослин, що є особливо важливим у високотехнологічних тепличних комплексах. Разом із тим їх застосування пов'язане з підвищеною складністю експлуатації та більшими енергетичними витратами.

Кількісне порівняння ефективності різних типів туманоутворювачів у тепличних приміщеннях, використовуючи інтегральний показник ефективності, який враховує основні функціональні характеристики систем, такі як здатність до охолодження, зволоження, енергоефективність можливо визначити за формулою:

$$E = 0,4 \cdot E_{\text{охол}} + 0,4 \cdot E_{\text{звол}} + 0,2 \cdot E_{\text{енерг}}, \quad (1)$$

де $E_{\text{охол}}$ – відносна ефективність охолодження; $E_{\text{звол}}$ – ефективність зволоження; $E_{\text{енерг}}$ – енергоефективність системи.

Розрахунок коефіцієнтів, взятих у вираз, виконано на основі залежності визначеного впливу: параметрів температури та вологості повітря, тоді як енергоспоживання має дещо менший, але все ж суттєвий вплив. Оцінювання кожної складової здійснено за п'ятибальною шкалою із приведенням технічних параметрів до безрозмірного вигляду. Так, ефективність охолодження визначається передусім розміром краплі: чим менший діаметр, тим інтенсивніше відбувається випаровування і тим вищий коефіцієнт має система. Наприклад, мікроджет-форсунки MJ-1302 виробництва Presto-PS з розміром краплі 130 – 160 мкм отримують оцінку $E_{\text{охол}} = 1$, тоді як системи високого тиску з розміром краплі 5 – 20 мкм мають $E_{\text{охол}} = 5$. Ефективність зволоження визначено рівномірністю розподілу вологи, та тривалістю перебування розпиленої краплі у повітрі. Системи середнього тиску, такі як Netafim CoolNet Pro™ та Tavlit, забезпечують високу рівномірність зволоження і отримують оцінку у 4 бали, тоді як гідропневматичні системи типу TurboFog NaanDanJain – 5 балів завдяки найкращій дисперсності. Показник енергоефективності оцінюється за рівнем складності створення робочого тиску та необхідністю додаткового обладнання. Системи низького тиску (0,3 – 0,4 МПа) отримують максимальну оцінку $E_{\text{енерг}} = 5$, тоді як системи високого тиску (5 – 7 МПа) мають лише 1 бал через значні енергетичні витрати.

Результати розрахунків інтегральних залежностей, наведені в таблиці 2, свідчать про найвищу ефективність гідропневматичних систем, які забезпечують максимальний рівень з можливістю оперативного контролю мікрокліматом в приміщеннях теплиць.

Системи високого тиску демонструють дещо нижчий показник через енергетичні витрати, однак залишаються високоефективними для охолодження. Системи середнього тиску є компромісним варіантом, поєднуючи достатню ефективність і помірні витрати енергії, тоді як мікроджет-форсунки мають найнижчу ефективність і можуть застосовуватись переважно в допоміжних системах.

Таблиця 2 – Розрахунок значень інтегральних залежностей енергоефективності

Марка та тип туманоутворювача	Послідовність розрахунку	Енергоефективність E , ум. од.
MJ-1302 (Presto-PS)	$0,4 \cdot 1 + 0,4 \cdot 3 + 0,2 \cdot 5$	2,6
CoolNet Pro™ (Netafim)	$0,4 \cdot 3 + 0,4 \cdot 4 + 0,2 \cdot 5$	3,8
EXL (Tavlit)	$0,4 \cdot 3 + 0,4 \cdot 4 + 0,2 \cdot 5$	3,8
Super Fogger (NDJ)	$0,4 \cdot 4 + 0,4 \cdot 4 + 0,2 \cdot 4$	4,0
Високого тиску (Ender)	$0,4 \cdot 5 + 0,4 \cdot 5 + 0,2 \cdot 1$	4,2
TurboFog (NDJ)	$0,4 \cdot 5 + 0,4 \cdot 5 + 0,2 \cdot 2$	4,4

Джерело: розроблено автором

Для наочного порівняння ефективності різних типів форсунок побудовано гістограму (рис. 2), яка демонструє співвідношення їх ефективності за критеріями охолодження, зволоження та енергоспоживання.

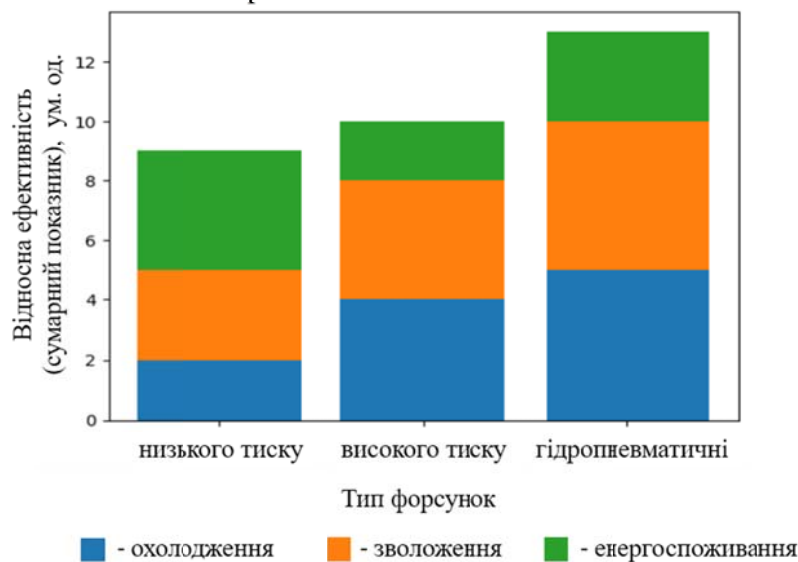


Рисунок 2 – Порівняльна ефективність систем туманоутворення в теплицях

Джерело: розроблено автором

Аналіз показує, що форсунки низького тиску є енергоощадними, але малоефективними, оскільки формують краплі великого діаметра, які не встигають повністю випаровуватись у повітрі теплиці [1, 8]. Водночас вони демонструють низькі показники енергоспоживання завдяки відсутності потреби у високонапірних насосах, що робить їх економічно доцільними для невеликих або допоміжних систем.

Форсунки високого тиску забезпечують значно кращий результат, оскільки утворюють дрібнодисперсний туман, який практично повністю випаровується в повітрі. Це підвищує ефективність охолодження та дозволяє рівномірніше підтримувати вологість без утворення крапель на поверхні рослин. Проте досягнення таких параметрів потребує використання насосного обладнання високого тиску, що збільшує енергоспоживання системи. Незважаючи на це, за рахунок високої ефективності такі

системи часто є оптимальним рішенням для промислових теплиць. Найвищі показники ефективності демонструють гідропневматичні форсунки, які використовують одночасно воду і стиснене повітря. Завдяки цьому досягається найменший розмір крапель і майже повне їх випаровування, що забезпечує максимальний ефект охолодження та найбільш рівномірне зволоження повітря. Такі системи (рис. 3) дозволяють точно регулювати параметри мікроклімату, що особливо важливо для високотехнологічних тепличних комплексів.



а



б

а – змонтований туманоутворювач TurboFog виробництва NDJ; б – розташування обладнання змонтованої системи гідропневматичного туманоутворення.

Рисунок 3 – Монтаж системи туманоутворення гідропневматичного типу

Джерело: розроблено автором

Впровадження та використання гідропневматичних систем супроводжується підвищеними експлуатаційними витратами через необхідність застосування компресорного обладнання. Монтаж цих систем туманоутворення передбачає прокладання трубопроводів подачі повітря та води на оптимально зручній для виконання монтажних робіт та обслуговування висоті (зазвичай це 1,8 – 3 м від поверхні) та розміщення форсунок на відстані між собою 2,5 – 4 м. Це забезпечує рівномірний розподіл створеного розпиленого туману по об'єму приміщення. Подача води може здійснюватися за допомогою системи загального водопостачання [10, 13]. Автоматизація роботи системи за допомогою сучасної автоматики та контролерів (рис. 3, б) спроможна якісно регулювати параметри мікроклімату в залежності від заданих умов.

Висновки. За результатами проведеного аналізу ефективності використання гідропневматичних систем туманоутворення доведено, що мікродисперсне туманоутворення є одним із найбільш ефективних і перспективних способів створення оптимального мікроклімату в тепличних приміщеннях для зеленого живцювання та пророщування. Порівняння шести типів туманоутворювачів за техніко-експлуатаційними характеристиками (робочий тиск, витрата води, розмір краплі, ефективність охолодження та зволоження) показало чітку залежність продуктивності системи від ступеня дисперсності води та повноти її випаровування в повітрі.

Найвищий показник ефективності демонструють гідропневматичні (небулайзерні) системи (4,4 ум. од.) типу TurboFog. Вони забезпечують найменший розмір краплі (3 – 40 мкм), майже повне випаровування води, максимальну рівномірність зволоження та можливість точного регулювання параметрів мікроклімату.

На сьогоднішній день використання приміщення теплиці без комплексної автоматизованої системи контролю стану мікроклімату не є ефективним. Можливість

враховувати взаємозалежність різних параметрів мікроклімату і здійснювати коригування в режимі реального часу для підтримання оптимальних умов вимагає ретельнішого вивчення в подальших дослідженнях. Ці взаємозалежності мають бути сплановані та прораховані для можливості комплексного налаштування всіх систем управління мікрокліматом, щоб забезпечити ефективну роботу теплиці чи спеціалізованого приміщення підтримуючі максимально сприятливі умови розвитку рослин.

Список літератури

1. Perdignes A., García J.L., Romero A., Rodríguez A., Luna L., Raposo C., de la Plaza S. Cooling strategies for greenhouses in summer: Control of fogging by pulse width modulation. *Biosystems Engineering*. 2008. Vol. 99 (4). P. 573 – 586.
2. Mist and fog equipment for propagation. UMass Extension Greenhouse Floriculture Fact Sheet. *University of Massachusetts* : веб-сайт. URL: <https://www.umass.edu/agriculture-food-environment/greenhouse-floriculture/fact-sheets/mist-fog-equipment-for-propagation> (дата звернення: 12.04.2026).
3. Dole J.M., Wilkins H.F. Mist propagation systems and humidity chambers for the nursery and greenhouse. HLA-6708. *Oklahoma State University Extension*, 2022.
4. Arbel A., Yekutieli O., Barak M. Combination of forced ventilation and fogging systems for cooling greenhouses. *Biosystems Engineering*. 2003. Vol. 84, No. 1. P. 45–55. DOI: 10.1016/S1537-5110(02)00216-7.
5. Öztürk H. H. Evaporative cooling efficiency of a fogging system for greenhouses. *Turkish Journal of Agriculture and Forestry*. 2003. Vol. 27. P. 1–8.
6. McGaughey R. Propagation Fog System. *Grower Talks*. 2017 February 28.
7. Stadnik M., Burlaka S., Luts P., Kytsenko A. Integration of sensor technologies in the structure scheme of automated greenhouse control. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2024. № 2 (113). С. 119 – 126. DOI: 10.37128/2306-8744-2024-2-13.
8. High-Pressure Fog Systems in Controlled Environment Agriculture. *MicroCool*. Technical Bulletin. 2024.
9. Benefits of the high pressure fogging technology. *Horti Generation*. 2019 November 18.
10. Туманоутворювачі для теплиць та літніх терас. *AGROVINN* : веб-сайт. URL: <https://agrovinn.com/ua/kapelnyj-poliv/tumanoobrazovateli-dlya-teplic-i-letnih-terras/?srsid=AfmBOoq2Viaz-xdCM24uC2cv84qhnO6ITZyO8i0NHDoAGKzMufNDQArJ> (дата звернення: 16.03.2026).
11. Система поливу Туман. *СпецПоливСервіс* : веб-сайт. URL: <https://poliv-service.kiev.ua/ua/g105996446-sistema-poliva-tuman> (дата звернення: 16.03.2026).
12. Туманоутворення. *Rain&Fog* : веб-сайт. URL: <http://www.poliv-tuman.com.ua/туманоутворення> (дата звернення: 18.03.2026).
13. Системи туманоутворення та дезінфекції. *Climate Service* : веб-сайт. URL: <https://climateservice.com.ua/product-category/sistemy-tumana-i-dezinfekczii> (дата звернення: 19.03.2026).
14. Бурлака С.А., Луц П.М., Купчук І.М. Оцінка продуктивності та енерговитрат у гідропонії. *Вісник Хмельницького національного університету. Серія: технічні науки*. 2024. № 4 (339). С. 290-295. DOI: 10.31891/2307-5732-2024-339-4-46.

References

1. Perdignes, A., García, J.L., Romero, A., Rodríguez, A., Luna, L., Raposo, C., & de la Plaza S. (2008) Cooling strategies for greenhouses in summer: Control of fogging by pulse width modulation. *Biosystems Engineering*. 99(4), 573–586.
2. Mist and fog equipment for propagation. UMass Extension Greenhouse Floriculture Fact Sheet. (n.d.). *University of Massachusetts*. URL: <https://www.umass.edu/agriculture-food-environment/greenhouse-floriculture/fact-sheets/mist-fog-equipment-for-propagation>
3. Dole, J. M., & Wilkins, H. F. (2022). Mist propagation systems and humidity chambers for the nursery and greenhouse (HLA-6708). *Oklahoma State University Extension*.
4. Arbel, A., Yekutieli, O., & Barak, M. (2003). Combination of forced ventilation and fogging systems for cooling greenhouses. *Biosystems Engineering*, 84(1), 45–55. [https://doi.org/10.1016/S1537-5110\(02\)00216-7](https://doi.org/10.1016/S1537-5110(02)00216-7).

5. Öztürk, H. H. (2003). Evaporative cooling efficiency of a fogging system for greenhouses. *Turkish Journal of Agriculture and Forestry*, 27, 1–8.
6. McGaughey, R. (2017, February 28). Propagation fog system. *GrowerTalks*.
7. Stadnik, M., Burlaka, S., Luts, P., & Kytsenko, A. (2024). Integration of sensor technologies in the structure scheme of automated greenhouse control. *Vibratsii v tekhnitsi ta tekhnolohiiakh [Vibrations in engineering and technology]*, 2(113), 119–126. <https://doi.org/10.37128/2306-8744-2024-2-13>.
8. MicroCool. (2024). *High-pressure fog systems in controlled environment agriculture* (Technical bulletin).
9. Horti Generation. (2019, November 18). *Benefits of the high pressure fogging technology*.
10. Tumanoutvoriuvachi dlia teplyts ta litnikh teras [Foggers for greenhouses and summer terraces]. (n.d.). AGROVINN. <https://agrovinn.com/ua/kapelnyj-poliv/tumanoobrazovatel-i-dlya-teplic-i-letnih-terras/> [in Ukrainian].
11. Systema polyvu «Tuman» [Mist irrigation system]. (n.d.). SpetsPolyvServis. <https://poliv-service.kiev.ua/ua/g105996446-sistema-poliva-tuman> [in Ukrainian].
12. Tumanoutvorennia [Fog formation]. (n.d.). Rain & Fog. <http://www.poliv-tuman.com.ua/tumanoutvorennia/> [in Ukrainian].
13. Systemy tumanoutvorennia ta dezinfeksii [Misting and disinfection systems]. (n.d.). Climate Service. <https://climateservice.com.ua/product-category/sistemy-tumana-i-dezinfekcii> [in Ukrainian].
14. Burlaka, S. A., Luts, P. M., & Kupchuk, I. M. (2024). Otsinka produktyvnosti ta enerhovytrat u hidroponitsi [Estimating productivity and energy consumption in hydroponics]. *Visnyk Khmelnytskoho natsionalnoho universytetu. Seriya: tekhnichni nauky. [Herald of Khmelnytskyi national university: Technical sciences]*, 4(339), 290–295. <https://doi.org/10.31891/2307-5732-2024-339-4-46>. [in Ukrainian].

Pavlo Luts, PhD tech. sci.

Vinnytsia National Agrarian University, Vinnytsia, Ukraine

Evaluation of the Effectiveness of Using Hydropneumatic Fogging Systems in Greenhouses for Cuttings and Germination

The article presents a comprehensive analysis of the effectiveness of using hydropneumatic (nebulizer) fogging systems in comparison with fogging systems of other types to create optimal microclimate conditions in greenhouses during green cuttings or seed germination. The relevance of the study is due to the need to increase the productivity of greenhouse production in conditions of limited water resources, climate change and requirements for high-quality planting material.

The interdependence of the main parameters of the microclimate (temperature, relative humidity of air and soil, ventilation, CO₂ concentration, lighting level) is considered. It is shown that microdispersed (aerosol) irrigation is an indispensable element of modern agricultural technologies, as it provides delicate, uniform moistening, preventing drying out and overmoistening of the substrate, promotes healthy development of the root system and reduces the risk of fungal diseases.

A comparative analysis of six types of foggers with different key technical and operational characteristics was performed: operating pressure, water flow rate, droplet size and cooling and humidification efficiency. Low and medium pressure systems (0.25 – 0.6 MPa) form droplets of 45 – 160 µm and are characterized by partial water deposition on the surface of plants, which limits their effectiveness. High pressure systems (5 – 7 MPa, Ender) create ultra-fine fog (5 – 20 µm), ensuring almost complete evaporation of water in the air, significant water savings (up to 70%) and effective adiabatic cooling (temperature reduction by 5 – 15 °C).

The highest level of dispersion and accuracy of microclimate regulation is demonstrated by hydropneumatic nebulizer systems (TurboFog), which operate on a combination of water (1.2 – 3.0 MPa) and compressed air (0.2 – 0.25 MPa) and form a droplet size of 3 – 40 microns. Such systems provide maximum humidification and cooling efficiency, but are accompanied by the need to use a more complex system with compressor equipment. It has been proven that the use of microdispersed fogging allows you to significantly reduce mechanical stress for cuttings and sprouts, reduce leaf wetting (reducing the risk of pathogens), implement foliar feeding and disinfection, and also easily automate the process using controllers. Comparing the efficiency, it was found that high-pressure systems are often the optimal solution for industrial greenhouses in terms of the ratio "efficiency - cost", while hydropneumatic nebulizer systems are the most promising for high-tech complexes. The choice of the type of system should be based on natural-climatic, economic and physiological factors. Further research will be aimed at developing an intelligent system for automating the creation of a microclimate, taking into account the real-time interdependence and interaction of all parameters.

hydropneumatic system, nebulizer, fogger, microdisperse irrigation, seed germination, green cuttings, greenhouse microclimate, energy efficiency

Одержано (Received) 13.04.2026

Прорецензовано (Reviewed) 18.06.2026

Прийнято до друку (Approved) 19.06.2026

УДК 621.867.133

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2026.56.27-36>**О. А. Бурлака**, доц., канд. техн. наук, **Б. В. Ступак***Полтавський державний аграрний університет, м. Полтава, Україна**e-mail: bohdan.stupak@pdau.edu.ua*

Теоретико-механічний аналіз гравітаційно-відцентрового розвантаження насіння ковшем норії НФ-1

Досліджено особливості силової взаємодії порції насіння з робочими поверхнями ковша в характерних секторах обертання приводного барабана із застосуванням принципу Даламбера. Отримані результати підтверджують ефективність запропонованої конструкції ковша та доцільність її використання для щадного транспортування насіннєвого матеріалу.

норія, модернізований ківш, принцип Даламбера, щадне транспортування

Постановка проблеми. Сучасні тенденції розвитку агроінженерії передбачають підвищення якості посівного матеріалу шляхом впровадження нетравмуючих технологій його транспортування та доробки [1]. Важливе місце в технологічних лініях насіннєвих заводів посідають вертикальні ковшові норії. Разом з тим традиційні конструкції норій характеризуються підвищеним рівнем механічного травмування насіння під час транспортування та відцентрового розвантаження, що негативно впливає на його посівні властивості [2, 3]. Основними причинами пошкодження є компресійне защемлення зернівок у внутрішньому просторі ковша та їх ударна взаємодія з елементами головки норії. У зв'язку з цим актуальним завданням є вдосконалення геометричних параметрів робочих органів норії та створення математичних моделей, які дозволяють описати динаміку руху насіння під час розвантаження. Попередні результати теоретичних і експериментальних досліджень модернізованої норії НФ-1 з гравітаційно-відцентровим розвантаженням наведено в роботі [5]. У даній статті виконано подальший розвиток цих досліджень шляхом побудови кінетостатичної моделі руху порції насіння в характерних секторах траєкторії обертання ковша.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Теоретичні аспекти процесу відцентрового розвантаження зерна та підвищення ефективності роботи ковшових елеваторів розглянуто у роботах О. А. Бурлаки та С. В. Яхіна [2, 3]. Особливості транспортування зерна різних сільськогосподарських культур скребковими елеваторами вивчено у дослідженні Bilovod та ін. [4]. Попередні результати теоретичних та експериментальних досліджень модернізованої норії НФ-1 з гравітаційно-відцентровим розвантаженням наведено в роботі [5].

Невирішеною частиною проблеми є відсутність теоретико-механічного обґрунтування силової взаємодії порції насіння з робочими поверхнями модернізованого ковша норії НФ-1 у характерних секторах його обертання.

Постановка завдання. Для досягнення поставленої мети визначено такі завдання:

– дослідити зміну силових факторів та характер руху порції насіння в характерних секторах обертання приводного барабана із застосуванням принципу Даламбера;

- визначити величини діючих сил для насіння пшениці, сої та соняшнику з урахуванням фактичного радіуса приводного барабана норії $R = 0,13$ м;
- дослідити вплив геометричних параметрів модернізованого ковша на характер руху та розвантаження порції насіння;
- встановити закономірності зміни силових факторів у процесі переходу від стану спокою до вільного вильоту матеріалу з ковша. (рис 1).

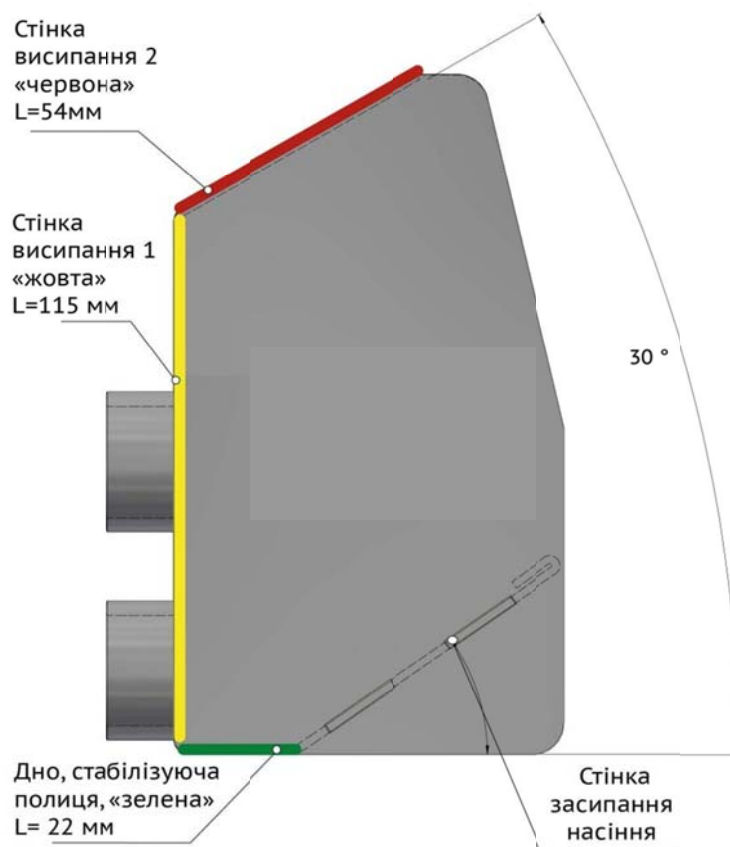


Рисунок 1 – Геометрична схема робочих поверхонь модернізованого ковша 30°

Джерело: розроблено авторами

Виклад основного матеріалу. Дослідження виконано шляхом поєднання високошвидкісної відеофіксації та теоретико-механічного аналізу процесу розвантаження насіння модернізованою норією НФ-1. На основі аналізу відеоматеріалів виділено чотири характерні фази руху насінневої маси в зоні приводного барабана.

Теоретичний аналіз проведено із застосуванням другого закону Ньютона та принципу Даламбера [6]. Для опису руху використано глобальну систему координат OXY і локальну систему xOy , жорстко пов'язану з ковшем. Розрахунки виконано для насіння пшениці, сої та соняшнику з використанням фактичних параметрів норії НФ-1. Отримані результати зіставлено з даними відеофіксації та попередніх досліджень [5].

Процес взаємодії насіння з робочими поверхнями модернізованого ковша поділено на чотири технологічні фази, характерні для всіх досліджуваних культур (рис. 2, 3, 4).

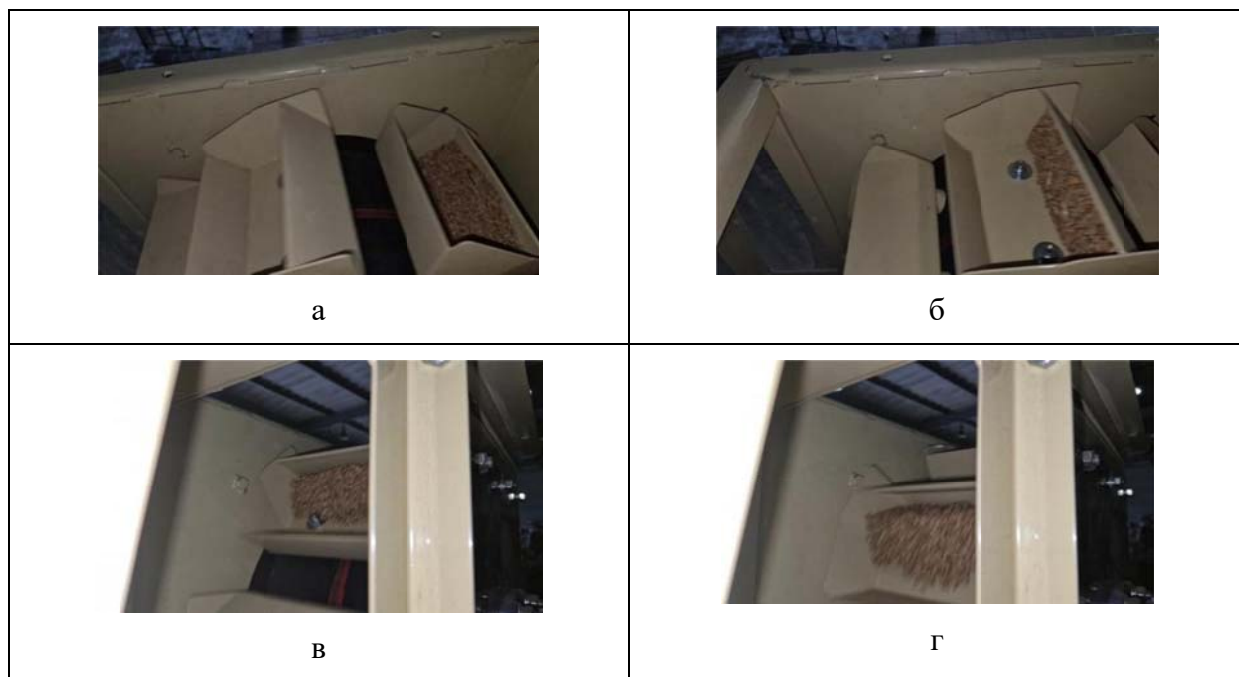


Рисунок 2 – Візуалізація фаз евакуації насіння пшениці з модернізованого ковша:

а – стабільне положення насіння; б – кутова перебудова порції насіння;
в – активне гравітаційне зсипання; г – інерційний викид порції насіння.

Джерело: розроблено авторами



Рисунок 3 – Візуалізація фаз евакуації насіння сої з модернізованого ковша: а – стабільне положення насіння; б – кутова перебудова порції насіння; в – активне гравітаційне зсипання;
г – інерційний викид порції насіння.

Джерело: розроблено авторами

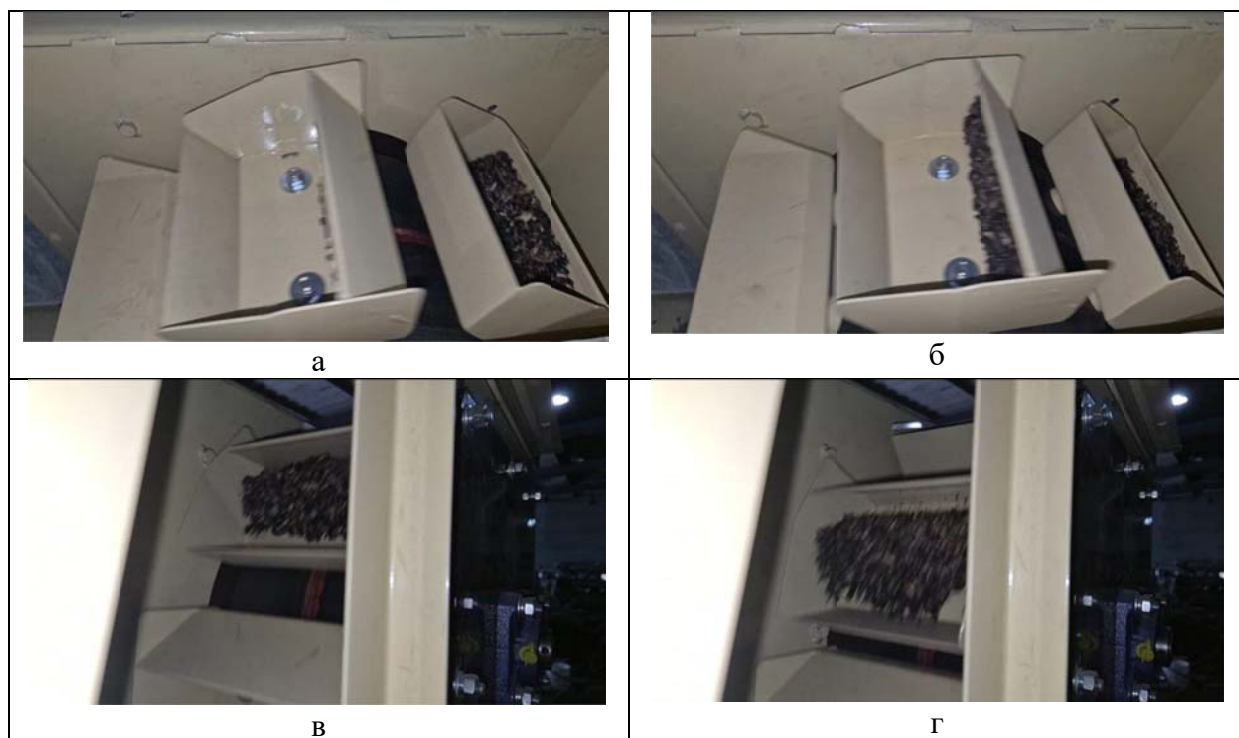


Рисунок 4 – Візуалізація фаз евакуації насіння соняшнику з модернізованого ковша: а – стабільне положення насіння; б – кутова перебудова порції насіння; в – активне гравітаційне зсипання; г – інерційний викид порції насіння.

Джерело: розроблено авторами

Для аналізу процесу розвантаження використано дві системи координат:

- глобальну систему координат Ox , яка характеризує положення ковша відносно горизонту (рис.5);
- локальну систему координат $OxOy$, жорстко зв'язану з ковшем і призначену для проектування сил (рис.6).

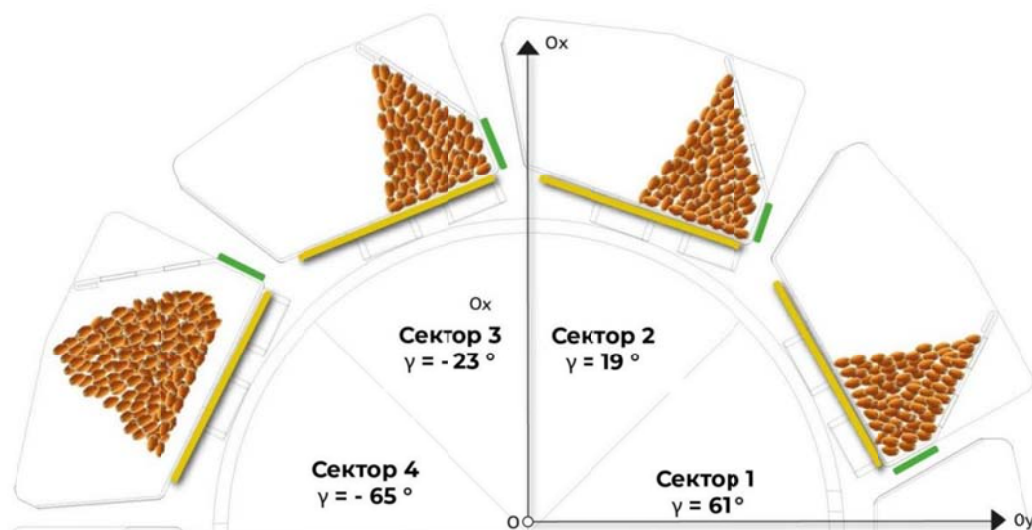


Рисунок 5 – Геометрична схема характерних положень ковша та кути нахилу / задньої стінки відносно горизонту

Джерело: розроблено авторами

Кутове положення ковша характеризується кутом γ , який визначається між задньою («жовтою») стінкою ковша та горизонталлю. За результатами геометричного аналізу в середовищі Autodesk Inventor виділено чотири характерні положення ковша: $\gamma_1 = 61^\circ$, $\gamma_2 = 19^\circ$, $\gamma_3 = -23^\circ$, $\gamma_4 = -65^\circ$ (рис. 5).

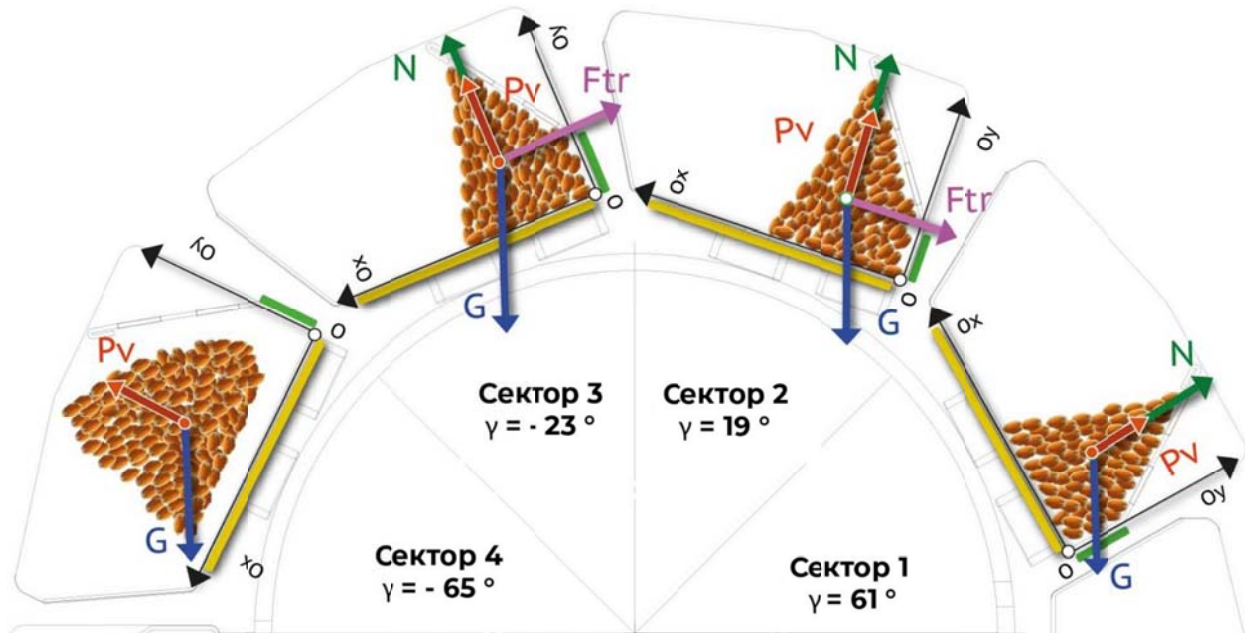


Рисунок 6 – Розрахунково-динамічна схема сил Даламбера та локальних систем координат $OxOy$, що діють на центр мас порції насіння

Джерело: розроблено авторами

Для визначення сил, що діють на порцію насіння, використано локальну систему координат $OxOy$, жорстко зв'язану з ковшем. Вісь Ox спрямована вздовж задньої («жовтої») стінки ковша довжиною 115 мм, а вісь Oy – вздовж короткого днища («зеленої») стінки довжиною 22 мм. (рис. 6)

Відповідно до другого закону Ньютона рух матеріальної точки описується рівнянням [6]:

$$ma = \sum F \quad (1)$$

де m – маса порції насіння; a – прискорення центра мас; $\sum F$ – геометрична сума всіх зовнішніх сил, що діють на порцію насіння в ковші.

Для спрощення аналізу використано принцип Даламбера, згідно з яким до системи активних сил додається сила інерції, після чого динамічна задача зводиться до задачі умовної рівноваги [6].

$$G + P_v + N + F_{tr} + F_{zs} = 0 \quad (2)$$

де G – сила тяжіння; P_v – переносна відцентрова сила інерції порції; N – нормальна реакція робочої стінки ковша; F_{tr} – сила тертя; F_{zs} – сила інерції відносного руху порції (рушійна сила зсуву).

Параметри норії НФ-1: радіус барабана $R = 0,13$ м, швидкість стрічки $V = 0,76$ м/с, кутова швидкість $\omega = 5,85$ рад/с, прискорення $g = 9,81$ м/с². Досліджувані культури:

пшениця ($m = 0,210$ кг, $f_0 = 0,45$, $f = 0,36$), соя ($m = 0,205$ кг, $f_0 = 0,42$, $f = 0,34$), соняшник ($m = 0,110$ кг, $f_0 = 0,52$, $f = 0,42$).

Сектор 1. Вхід на барабан, початковий нахил “жовтої” стінки ковша до горизонту $\gamma = 61^\circ$. Порція перебуває у відносному спокої в кутку ковша. Сила тяжіння визначається виразом:

$$G = m \cdot g \quad (3)$$

Відповідно до натуральної форми рівнянь руху матеріальної точки, нормальна складова сили визначається виразом:

$$\sum F_n = m \frac{V^2}{R} \quad (4)$$

Враховуючи співвідношення $V = \omega R$, отримаємо вираз для переносної відцентрової сили інерції [6]:

$$P_v = m \cdot \omega^2 \cdot R \quad (5)$$

У цьому секторі нормальна реакція формується під дією складової сили тяжіння $G \sin \gamma$ та переносної відцентрової сили інерції P_v , тому:

$$N = G \cdot \sin \gamma + P_v \quad (6)$$

Сектор 2. Підйом, нахил “жовтої” стінки ковша до горизонту $\gamma = 19^\circ$. Ківш повертається на дузі підйому, порція перебуває у відносному спокої в кутку ковша.

Рівняння нормального тиску та активної рушійної сили зсуву вздовж “жовтої” стінки (вісь Ox) мають вигляд (6):

Відповідно до рівнянь руху матеріальної точки у проєкціях на координатні осі, сила тяжіння була розкладена на складові вздовж локальних осей Ox та Oy . Проекція сили тяжіння на вісь Ox , яка визначає рушійну силу зсуву порції насіння, становить:

$$F_{zs} = G \cdot \cos \gamma \quad (7)$$

Граничний опір тертя спокою становить:

$$F_{tr} = f_0 \cdot N \quad (8)$$

Оскільки $F_{zs} \leq F_{tr}$ то сили тертя спокою вже недостатньо для утримання порції насіння у стані спокою. У даному секторі виникає початковий зсув матеріалу вздовж задньої стінки ковша, що відповідає початку активної фази його розвантаження.

Сектор 3. Напівперекинуте положення, фаза сходження, нахил “жовтої” стінки до горизонту $\gamma = -23^\circ$. Ківш перевалив через найвищу вертикальну точку підйому. “Жовта” задня стінка перевертається догори дном і нахилиється на 23° нижче лінії горизонталі, працюючи як відкритий розвантажувальний жолоб. Нормальна реакція задньої стінки визначається за залежністю (6).

Порівняно із сектором 2 нормальна реакція різко зменшується, що свідчить про послаблення контакту між порцією насіння та робочою поверхнею ковша.

Рушійна сила зсуву вздовж осі Ox , визначена за залежністю (7).

Оскільки матеріал перебуває в русі, сила опору визначається тертям ковзання:

$$F_{tr_k} = f \cdot N \quad (9)$$

Відповідно до другого закону Ньютона диференціальне рівняння відносного руху порції насіння вздовж осі Ox має вигляд [6].

$$m \cdot x = F_{zs} - F_{tr_k} \quad (10)$$

Оскільки $F_{zs} \geq F_{tr}$ порція насіння рухається у напрямку розвантаження з додатним прискоренням. Незначна величина сили тертя ковзання порівняно з рушійною силою забезпечує інтенсивне сходження матеріалу по поверхні ковша та формує передумови для його подальшого відриву в секторі 4.

Сектор 4. Інтенсивний схід та виліт, нахил “жовтої” стінки $\gamma = -65^\circ$. У даному секторі ківш досягає положення, за якого контакт насіння з задньою стінкою практично припиняється. Подальше збільшення від’ємного кута нахилу призводить до повної втрати притискання порції до поверхні ковша.

Нормальна реакція, визначена за залежністю (формула 6), набуває від’ємного значення, що фізично означає неможливість збереження контакту між матеріалом і стінкою. Тому для подальших розрахунків приймаємо: $N=0$,

За відсутності нормальної реакції сила тертя також зникає: $F_{tr_k} = 0$

У цей момент порція насіння залишає робочу поверхню ковша та переходить до вільного руху під дією сили тяжіння.

Маса отримує потужний імпульс і злітає з «жовтої» стінки з абсолютною швидкістю $V_v = 2,10$ м/с для пшениці, $2,07$ м/с для сої, $2,03$ м/с для соняшнику.

Згідно з теоремами кінематики про додавання швидкостей у відносному русі матеріальної точки, абсолютна швидкість фінального зліту зерна з робочої поверхні ковша V_v є результатом векторного сумування переносної швидкості обертання ковша V_e (що зумовлена рухом стрічки навколо приводного барабана) та відносної швидкості ковзання порції матеріалу вздовж випускної ділянки ковша V_r :

$$V_v = V_e + V_r \quad (11)$$

Оскільки у фазі інтенсивного розвантаження (Сектор 4) під дією конструктивних особливостей модернізованого робочого органу норії НФ-1 вектори переносної V_e та відносної V_r швидкостей спрямовані під взаємним кутом θ , модуль абсолютної швидкості вильоту порції насіння визначається за допомогою тригонометричної теореми косинусів:

$$V_v = \sqrt{(V_e^2 + V_r^2 + 2 \cdot V_e \cdot V_r \cdot \cos \theta)} \quad (12)$$

Компоненти розробленої кінематичної моделі розраховуються за такими залежностями:

Переносна швидкість ковша V_e є константою для обраного режиму роботи елеватора і функціонально залежить від кутової швидкості обертання приводного барабана норії ω та радіуса траєкторії руху елементів по колу барабана R :

$$V_e = \omega \cdot R \quad (13)$$

Відносна швидкість ковзання матеріалу V_r формується на зрізі випускної площини короткого “зеленого” днища довжиною $L=22$ мм під дією результуючого

прискорення a_r , що виникає внаслідок спільної дії сили тяжіння та сили інерції Даламбера в зоні розвантаження:

$$V_r = \sqrt{2 \cdot a_r \cdot L} \quad (14)$$

Чисельну матрицю розрахованих силових факторів Даламбера та кінематичних параметрів за точними кутовими точками креслення наведено у зведеній таблиці 1.

Таблиця 1 – Результати розрахунку сил, реакцій та швидкості вильоту порції насіння за кінетостатичною моделлю Даламбера

Динамічний показник порції матеріалу та одиниці виміру (СІ)	Позн. сили	Пшениця ($m=0,210$ кг)	Соя ($m=0,205$ кг)	Соняшник ($m=0,110$ кг)
СЕКТОР 1 (Початок підйому ковша на барабан, нахил "синьої" стінки до горизонту $\gamma = 65^\circ$)				
Переносна відцентрова сила інерції, Н	P_v	0,94	0,91	0,49
Сила нормальної реакції стінок ковша, Н	N	2,74	2,67	1,43
СЕКТОР 2 (Критичний нахил "синьої" стінки $\gamma = 19^\circ$)				
Сила нормальної реакції "жовтої" задньої стінки, Н	N	1,61	1,56	0,84
Результуюча рушійна сила зсуву по осі Ох, Н	F_{zs}	1,95	1,9	1,02
Гранична сила тертя спокою, Н	F_{tr}	0,73	0,66	0,44
СЕКТОР 3 (Напівперекинутий лоток, нахил "синьої стінки" $\gamma = -23^\circ$)				
Поточна сила нормальної реакції стінки-лотка, Н	N	0,13	0,12	0,07
Активна зсувна рушійна сила потоку зерна, Н	F_{zs}	1,9	1,85	0,99
Динамічна сила тертя ковзання матеріалу, Н	F_{tr_k}	0,05	0,04	0,03
СЕКТОР 4 (Інтенсивний схід та відрив, нахил "синьої" стінки $\gamma = -65^\circ$)				
Поточна сила нормальної реакції (відрив шару), Н	N	0	0	0
Активна рушійна сила передвильотового розгону, Н	F_{zs}	0,87	0,85	0,46
Абсолютна швидкість вильоту насіння з ковша, м/с	V_v	2,1	2,07	2,03

Джерело: розроблено авторами

Висновки. Проведений теоретико-механічний аналіз процесу гравітаційно-відцентрового розвантаження насіння модернізованим ковшем норії НФ-1 дозволив встановити закономірності зміни силових факторів у характерних секторах обертання приводного барабана. Отримані результати узгоджуються з даними експериментальної відеофіксації процесу розвантаження.

Встановлено, що довга задня стінка ковша довжиною 115 мм забезпечує стабільне переміщення та гравітаційне сходження насіннєвої маси на початкових

етапах розвантаження, тоді як коротке днище довжиною 22 мм сприяє ефективному завершенню процесу, забезпечуючи повніше спороження ковша та зменшуючи ймовірність потрапляння насіння в шахту норії.

На даному етапі ведеться робота з подальшого вдосконалення конструкції ковша, спрямована на оптимізацію його геометричних параметрів та підвищення ефективності щадного транспортування насіннєвого матеріалу. Передбачається проведення експериментальних досліджень і випробувань нових конструктивних рішень у виробничих умовах.

Список літератури

1. Артёмов М. П. та ін. Технологічна блочно-варіантна система машиновикористання в землеробстві України. Частина 2 : монографія. Харків : ТОВ «Планета-Прінт», 2022. 192 с.
2. Бурлака О. А., Яхін С. В. Теоретичні аспекти процесу відцентрового розвантаження зерна у елеваторі зернозбирального комбайна. *Вісник Полтавської державної аграрної академії*. 2017. № 1–2(84–85). С. 139–143.
3. Бурлака О. А., Яхін С. В. Підвищення ефективності роботи скребкових елеваторів з відцентровим типом розвантаження. *Вісник Полтавської державної аграрної академії*. 2018. № 4. С. 195–200. DOI: <https://doi.org/10.31210/visnyk2018.04.31>
4. Study of the features of grain transportation of various agricultural crops by scraper elevators of combine harvesters. / Bilovod O., Kelemesh A., Burlaka O., Tarasenko D. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2025. № 2 (129). С. 98–105. DOI: <https://doi.org/10.37128/2520-6168-2025-2-12>
5. Бурлака О. А., Ступак Б. В. Удосконалення технологічних параметрів зернової ковшової норії з гравітаційно-відцентровим розвантаженням. Теоретичні аспекти та експериментальні випробування. *Вісник Херсонського національного технічного університету*. 2026. № 2(97). С. 39–49. DOI: <https://doi.org/10.35546/kntu2078-4481.2026.2.4>.
6. Теоретична механіка : підручник / Павловський М. А., Путько В. В., Бондар М. В., Коловський В. М. Київ : Техніка, 2004. 512 с.
7. Установка для дослідження технологічних процесів елеватора комбайна : пат. 41504 Україна : МПК A01D 41/00. № u200814677 ; заявл. 22.12.2008 ; опубл. 25.05.2009, Бюл. № 10.
8. Спосіб дослідження технологічних процесів : пат. 41557 Україна : МПК A01D 41/00. № u200815248 ; заявл. 29.12.2008 ; опубл. 25.05.2009, Бюл. № 10.
9. Установка для дослідження технологічних процесів елеватора комбайна : пат. 91783 Україна : МПК A01D 61/00, A01D 93/00. № a200901515 ; заявл. 23.02.2009 ; опубл. 25.08.2010, Бюл. № 16.
10. Погорілий Л., Івасюк В., Соломаха О. До практичної реалізації моніторингу ґрунтів у системі точного землеробства. *Техніка АПК*. 2002. № 10–11. С. 8–9.
11. 100 тон за годину, а що далі? Порівнюємо та аналізуємо характеристики флагманських моделей високопродуктивних зернозбиральних комбайнів / Бурлака О., Яхін С., Падалка В., Бурлака А.. *Scientific Progress & Innovations*. 2021. № 3. С. 274–288. DOI: <https://doi.org/10.31210/visnyk2021.03.34>
12. Evaluating the Path to the European Commission's Organic Agriculture Goal: A Multivariate Analysis of Changes in EU Countries (2004–2021) and Socio-Economic Relationships / Krajewski S., Žukovskis J., Gozdowski D., Cieśliński M., Wójcik-Gront E.. *Agriculture*. 2024. Vol. 14. Article 477. DOI: <https://doi.org/10.3390/agriculture14030477>
13. Imelda, Hidayat R. Climate change impacts, adaptation and mitigation in the agricultural sector. *Global Journal of Environmental Science and Management*. 2024. Vol. 10, Issue 3. P. 1457–1476. DOI: <https://doi.org/10.22034/gjesm.2024.03.30>

References

1. Artiymov, M. P., et al. (2022). Technological block-variant system of machinery use in agriculture of Ukraine. Part 2. Kharkiv : Planeta-Print.
2. Burlaka, O. A., & Yakhin, S. V. (2017). Theoretical aspects of centrifugal grain discharge in a combine harvester elevator. *Bulletin of Poltava State Agrarian Academy*, 1–2(84–85), 139–143.
3. Burlaka, O. A., & Yakhin, S. V. (2018). Improving the efficiency of scraper elevators with centrifugal unloading. *Bulletin of Poltava State Agrarian Academy*, 4, 195–200. <https://doi.org/10.31210/visnyk2018.04.31>

4. Bilovod, O., Kelemesh, A., Burlaka, O., & Tarasenko, D. (2025). Study of the features of grain transportation of various agricultural crops by scraper elevators of combine harvesters. *Tekhnika, Enerhetyka, Transport APK*, 2(129), 98–105. <https://doi.org/10.37128/2520-6168-2025-2-12>
5. Burlaka, O. A., & Stupak, B. V. (2026). Improvement of technological parameters of grain bucket conveyor with gravity-centrifugal unloading. Theoretical aspects and experimental tests. *Bulletin of Kherson National Technical University*, 2(97), 39–49. <https://doi.org/10.35546/kntu2078-4481.2026.2.4>
6. Pavlovskiy, M. A., Putko, V. V., Bondar, M. V., & Kolovskyi, V. M. (2004). Theoretical Mechanics. Kyiv: Tekhnika.
7. Installation for studying technological processes of a combine harvester elevator. Ukraine Patent No. 41504, 2009.
8. Method for studying technological processes. Ukraine Patent No. 41557, 2009.
9. Installation for studying technological processes of a combine harvester elevator. Ukraine Patent No. 91783, 2010.
10. Pohoriliy, L., Ivasiuk, V., & Solomakha, O. (2002). On practical implementation of soil monitoring in precision farming systems. *Tekhnika APK*, 10–11, 8–9.
11. Burlaka, O., Yakhin, S., Padalka, V., & Burlaka, A. (2021). 100 tons per hour, what next? Comparative analysis of flagship high-performance combine harvesters. *Scientific Progress & Innovations*, 3, 274–288. <https://doi.org/10.31210/visnyk2021.03.34>
12. Krajewski, S., Żukovskis, J., Gozdowski, D., Cieśliński, M., & Wójcik-Gront, E. (2024). Evaluating the Path to the European Commission's Organic Agriculture Goal: A Multivariate Analysis of Changes in EU Countries (2004–2021) and Socio-Economic Relationships. *Agriculture*, 14, 477. <https://doi.org/10.3390/agriculture14030477>
13. Imelda, & Hidayat, R. (2024). Climate change impacts, adaptation and mitigation in the agricultural sector. *Global Journal of Environmental Science and Management*, 10(3), 1457–1476. <https://doi.org/10.22034/gjesm.2024.03.30>

Oleksii Burlaka, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Bohdan Stupak**

Poltava State Agrarian University, Poltava, Ukraine

Theoretical and Mechanical Analysis of the Gravitational-Centrifugal Seed Discharge Process by the Modernized Bucket of the NF-1 Bucket Elevator

The purpose of this study is to provide a theoretical and mechanical substantiation of the gravitational-centrifugal seed discharge process performed by a modernized bucket of the NF-1 bucket elevator. The research is aimed at determining the patterns of force interaction between the seed portion and the bucket working surfaces during its movement around the drive drum, as well as evaluating the influence of bucket geometry on the efficiency of the unloading process and the reduction of seed damage.

The research combined experimental observations with theoretical and mechanical analysis. High-speed video recording of the unloading process was used to identify the characteristic stages of seed movement within the bucket and during discharge. Based on the obtained video materials, four technological phases of the unloading process were distinguished. The theoretical analysis was carried out using Newton's second law, D'Alembert's principle, and the fundamental relationships of classical mechanics. The interaction between the seed mass and the working surfaces of the bucket was investigated for wheat, soybean, and sunflower seeds under actual operating conditions of the NF-1 bucket elevator. Particular attention was paid to the redistribution of gravitational, inertial, and friction forces in different sectors of the drive drum rotation. The obtained analytical results were compared with experimental observations and previously published research data.

The conducted study confirmed the effectiveness of the proposed bucket design for gravitational-centrifugal unloading of seed material. It was established that the elongated rear wall provides stable movement and controlled discharge of the seed mass, while the shortened bottom section contributes to more complete bucket emptying and reduces seed fallback into the elevator casing. The obtained results may be used in the design and improvement of bucket elevators intended for gentle transportation of seed material. Further research is focused on the development and testing of bucket designs with improved geometric parameters and enhanced operating characteristics.

bucket elevator, modernized bucket, D'Alembert principle, gravitational-centrifugal discharge, gentle transportation

Одержано (Received) 19.06.2026

Прорецензовано (Reviewed) 23.06.2026

Прийнято до друку (Approved) 25.06.2026

УДК 631.531.2:004.94

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2026.56.37-48>

Е.Б. Алієв, проф., д-р техн. наук, ст. досл, **Н.О. Пономаренко**, доц., канд. техн. наук, **Т.А. Рудь**

Дніпровський державний аграрно-економічний університет, м. Дніпро, Україна
e-mail: aliev@meta.ua

Чисельне моделювання процесу дражування насіння у барабанному апараті

У статті наведено результати чисельного моделювання процесу дражування насіння у барабанному апараті з використанням програмного середовища Simcenter STAR-CCM+. Для опису руху насіння та нанесення поживної композиції застосовано поєднання методу дискретних елементів (DEM) і лагранжевого багатофазного підходу (LMP). Розроблена модель дозволила відтворити процес перемішування насіння, розпилення поживного розчину, осадження крапель на поверхню насіння та формування дражувальної оболонки. У ході дослідження оцінено вплив частоти обертання барабана, витрати дражувальної композиції, висоти шару насіння та кута нахилу лопатей на рівномірність покриття й продуктивність апарата. За результатами чисельного експерименту отримано регресійні залежності, що адекватно описують процес дражування насіння та дозволяють прогнозувати зміну критеріїв ефективності залежно від режимів роботи апарата. Встановлено, що найкращі показники якості дражування досягаються за частоти обертання барабана 14–15 об./хв., витрати дражувальної композиції 18–20 мл/хв., висоти шару насіння 0,22–0,26 м і кута нахилу лопатей 8–10°. За таких умов продуктивність процесу становить 50–52 кг/хв., нерівномірність формування дражувальної оболонки не перевищує 2,5–3,0 %, а енерговитрати зменшуються на 15–18 %. Отримані результати можуть бути використані для обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів барабанних дражираторів та підвищення ефективності передпосівної підготовки насіння.

насіння, дражування, форсунка, пристрій, барабанний апарат, розпилення, розподіл, продуктивність, параметри, чисельне моделювання, метод дискретних елементів, Лагранжевий багатофазний підхід

Постановка проблеми. У сучасних технологіях вирощування сільськогосподарських культур одним із важливих напрямів підвищення польової схожості насіння, забезпечення дружності сходів та покращення початкового розвитку рослин є дражування насіння. Цей технологічний процес передбачає формування на поверхні насінини спеціальної оболонки, до складу якої можуть входити поживні речовини, мікроелементи, стимулятори росту, рідкі мінеральні добрива, засоби захисту рослин та інші біологічно активні компоненти. Завдяки цьому створюються сприятливі умови для проростання насіння, підвищується ефективність використання поживних речовин та забезпечується локалізоване їх надходження безпосередньо до зони розвитку кореневої системи [1, 2].

Особливої актуальності дражування набуває для дрібнонасінних культур, насіння яких характеризується малою масою, нерівномірною формою та недостатньою сипкістю. Формування дражувальної оболонки дозволяє покращити технологічні властивості насіння, підвищити точність висіву, зменшити витрати посівного матеріалу та створити умови для механізованого висівання сучасними високопродуктивними сівалками [3, 4].

Ефективність дражування визначається якістю сформованої оболонки, яка повинна відповідати ряду технологічних вимог. Насамперед покриття має бути

рівномірно розподіленим по всій поверхні насіння та характеризуватися однаковою товщиною шару. Важливими вимогами також є висока адгезія дражувальної композиції до поверхні насіння, достатня механічна міцність оболонки під час транспортування та висіву, відсутність тріщин і відшарувань, а також збереження здатності насіння до проростання. Крім того, процес дражування повинен забезпечувати мінімальні втрати поживних речовин та високу продуктивність обладнання.

Досягнення зазначених вимог значною мірою залежить від конструкції дражувального апарата та режимів його роботи. У барабанних апаратах якість формування оболонки визначається частотою обертання барабана, ступенем заповнення робочої камери, параметрами розпилення рідких компонентів, інтенсивністю перемішування насіння та тривалістю його перебування в зоні нанесення поживних речовин. Неправильний вибір цих параметрів може призводити до нерівномірного покриття насіння, утворення агломератів, перевитрати дражувального матеріалу або механічного пошкодження насінневого матеріалу [7, 8].

Проведення натурних експериментів для визначення раціональних параметрів роботи дражувальних апаратів потребує значних матеріальних витрат і не дозволяє детально дослідити процес взаємодії насіння з рідкими компонентами всередині робочої камери. Тому перспективним напрямом є використання методів чисельного моделювання [9, 10], які дають можливість відтворити рух насіння, процес нанесення поживних речовин та формування дражувальної оболонки, а також обґрунтувати раціональні конструктивно-технологічні параметри барабанного апарата.

У зв'язку з цим актуальним є дослідження процесу дражування насіння у барабанному апараті методами чисельного моделювання з метою забезпечення високої якості покриття насіння та підвищення ефективності технологічного процесу.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналіз літературних джерел свідчить, що для нанесення покривних матеріалів на насіння використовують декілька основних типів обладнання: тарілчасті (ротаційні) дражувальні апарати, барабанні дражиратори, відцентрові установки та апарати псевдозрідженого шару. Найбільшого поширення у промисловому насінництві набули барабанні та ротаційні апарати завдяки простоті конструкції, можливості обробки великих партій насіння та забезпеченню достатньо високої рівномірності покриття [7, 11, 12].

У роботах [7, 12] встановлено, що якість сформованої оболонки значною мірою залежить від умов розпилення рідкого компонента, положення форсунки, відстані між форсункою та шаром насіння, концентрації зв'язувальних речовин і режимів перемішування матеріалу. Дослідження ротаційних дражувальних апаратів показали, що зміна відстані розпилення та параметрів подачі зв'язувальної рідини суттєво впливає на міцність гранул, рівномірність покриття та схожість насіння [13, 14, 15].

Сучасні промислові дражувальні комплекси реалізують принцип пошарового формування оболонки з поетапним дозуванням рідких та порошкоподібних компонентів. При цьому барабанні установки забезпечують високу однорідність покриття насіння завдяки циклічному перемішуванню матеріалу та можливості багаторазового нанесення окремих шарів дражувальної композиції [16, 17]. Важливими перевагами таких систем є відтворюваність технологічного процесу, висока точність дозування та можливість автоматизованого керування параметрами обробки.

Останніми роками значна увага приділяється математичному та комп'ютерному моделюванню процесів дражування. Для дослідження руху насіння в робочій камері все ширше застосовується метод дискретних елементів (DEM), який дозволяє аналізувати кінематику окремих частинок, їх взаємодію між собою та зі стінками апарата. Одночасно для опису процесу розпилення рідких компонентів використовують CFD- та Lagrangian-

моделі, що дає можливість досліджувати траєкторії руху крапель, процес їх осадження на поверхню насіння та формування покриття. Поєднання методів DEM і CFD забезпечує детальне відтворення процесів дражування та відкриває можливість оптимізації конструктивних і режимних параметрів обладнання ще на етапі проектування [18, 19, 20].

Незважаючи на значну кількість досліджень, питання впливу конструктивних параметрів барабаних дражувальних апаратів та режимів їх роботи на процес нанесення поживних речовин залишаються недостатньо вивченими. Особливо це стосується визначення раціонального поєднання частоти обертання барабана, висоти шару насіння, параметрів розпилення рідких компонентів і геометрії внутрішніх робочих органів. Тому актуальним є проведення чисельного моделювання процесу дражування насіння у барабанному апараті з метою обґрунтування його конструктивно-технологічних параметрів та режимів роботи.

Постановка завдання. Метою дослідження є обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів та режимів роботи барабанного апарата для дражування насіння шляхом чисельного моделювання процесів руху насіннєвого матеріалу, нанесення поживної композиції та формування дражувальної оболонки з використанням поєднання методу дискретних елементів (DEM) і Лагранжевого багатофазного підходу (LMP).

Виклад основного матеріалу. Процес дражування насіння у барабанному апараті моделюється в програмному середовищі Simcenter STAR-CCM+ із використанням поєднання методу дискретних елементів (DEM) та лагранжевого багатофазного підходу (LMP). Метод DEM застосовується для моделювання руху та взаємодії окремих насінин у робочому об'ємі барабана, тоді як LMP використовується для опису процесу розпилення та перенесення крапель поживної композиції.

У розрахунковій моделі поживний розчин подається через форсунку у вигляді дрібнодисперсного факела всередину барабана, частково заповненого насінням. Обертання барабана забезпечує безперервне перемішування насіннєвої маси, багаторазові контакти насіння з краплями розчину та поступове формування дражувальної оболонки. Розрахункова область представлена замкненим об'ємом, утвореним корпусом барабана та внутрішніми робочими елементами, які забезпечують піднімання та пересипання насіння (рис. 1).

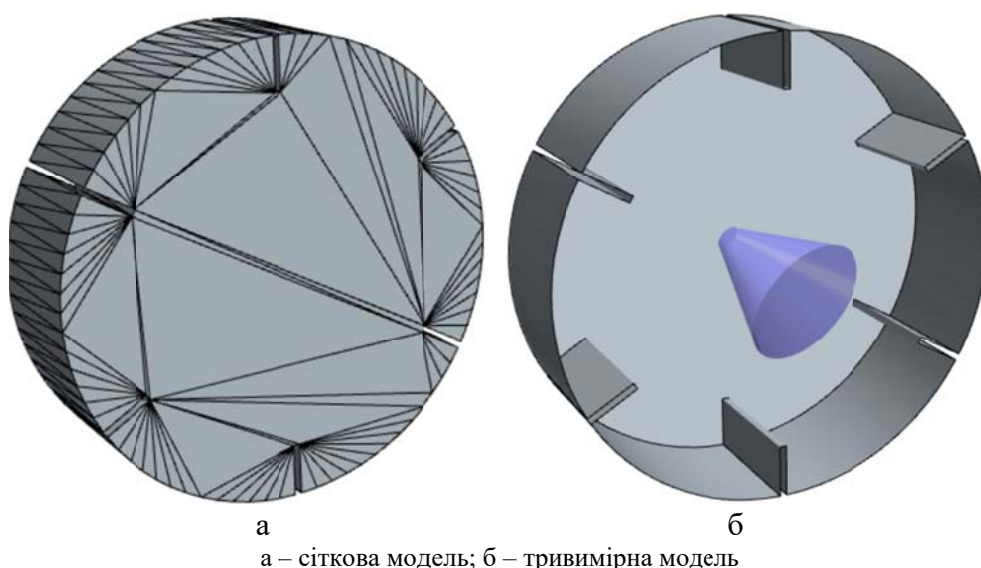


Рисунок 1 – Розрахункові моделі процесу дражування насіння у барабанному апараті

Джерело: розроблено авторами

Насіння моделюється у вигляді дискретних частинок із заданими геометричними та фізико-механічними характеристиками, а поживний розчин – у вигляді лагранжевих крапель із заданими параметрами розпилення. Осадження крапель на поверхню насіння описується механізмом адгезії та поглинання, а перерозподіл рідкої фази між окремими насінинами під час контактної взаємодії враховується за допомогою моделі перенесення рідкого компонента.

Для проведення чисельного моделювання було задано вихідні параметри, що характеризують геометричні властивості насіння, фізико-механічні характеристики частинок та параметри розпилення рідкої поживної композиції. Площа поверхні насінини визначалася як функція її радіуса та довжини і використовувалася для розрахунку товщини сформованого шару покриття. Насіння у моделі представлялося сферичними DEM-частинками довжиною радіусом 7 мм. Загальна кількість насінин у робочому об'ємі барабана становила 10000 частинок, що забезпечувало достатню репрезентативність процесу дражування. Для опису механічної взаємодії насінин між собою та зі стінками апарата коефіцієнт жорсткості частинок було прийнято на рівні 50000 Н/м. Під час математичних розрахунків використовувалася константа π . Подача рідкої дражувальної композиції здійснювалася через конічну форсунку. Висота факела розпилення становила 250 мм, що забезпечувало охоплення основної частини потоку насіння в робочій зоні барабана. Щільність крапель розпиленої рідини приймалася рівною 1200 кг/м³, що відповідає властивостям концентрованих поживних композицій. Витрата робочої рідини через форсунку становила 20 мл/хв, а початок розпилення задавався через 1,3 с після початку розрахунку, що дозволяло попередньо сформувати стабільний рух насіння в робочому об'ємі барабана.

Для опису контактної взаємодії між насінинами та зі стінками барабана використовувалася лінійна пружна модель (Linear Spring). Крім того, застосовувалася модель перенесення рідкої компоненти (Liquid Component Transfer), яка враховувала перерозподіл дражувальної композиції між насінинами під час їх контакту. Поєднання моделей DEM і LMP дало змогу відтворити рух насіння в барабані, процес осадження крапель поживного розчину на поверхню насінин та формування дражувальної оболонки, що дозволило дослідити вплив конструктивних і режимних параметрів апарата на якість дражування.

Застосування чисельного моделювання дає можливість дослідити вплив основних конструктивних і режимних параметрів барабанного апарата, зокрема частоти його обертання, ступеня заповнення робочої камери, параметрів розпилення поживної композиції та геометрії робочих органів, на якість формування дражувальної оболонки. Отримані результати можуть бути використані для обґрунтування раціональних параметрів процесу дражування насіння та вдосконалення конструкції барабанних апаратів.

Основними критеріями ефективності прийнято рівномірність нанесення дражувального покриття та продуктивність процесу. Рівномірність дражування характеризує ступінь однорідності розподілу поживної композиції по поверхні насіння і визначається відхиленням маси покриття окремих насінин від середнього значення:

$$U = \frac{\sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (m_i - \bar{m})^2}}{\bar{m}} \cdot 100\%, \quad (1)$$

де m_i – маса дражувальної оболонки на i -ій насініні; $\bar{m}$ – середня маса дражувальної оболонки на насініні; N – кількість насінин у моделі. Чим менше значення цього показника, тим більш однорідною є сформована дражувальна оболонка.

Продуктивність визначали за масою насіння, що проходила через барабан за час моделювання, шляхом обліку кількості DEM-частинок у вихідній зоні апарата.

Для дослідження було обрано чотири основні фактори, які найбільше впливають на процес формування дражувальної оболонки. Першим фактором є частота обертання барабана (n_b), яка визначає інтенсивність перемішування насіння та тривалість його контакту з дражувальною композицією. Діапазон зміни параметра становив від 5 до 20 об/хв. Другим фактором є витрата дражувальної композиції (Q_p), що визначає кількість рідкої фази, яка подається в робочу зону апарата. Для досліджень було прийнято діапазон від 5 до 25 мл/хв. Третім фактором обрано висоту шару насіння у барабані (H_s), яка впливає на інтенсивність міжчастинкової взаємодії та рівномірність розподілу покриття. Дослідження проводилися в межах від 0,1 до 0,4 м. Четвертим фактором є кут нахилу лопатей барабана (θ), від якого залежить характер руху насіння та ефективність його перемішування. Значення цього параметра змінювалися в межах від 0 до 10°.

Для визначення впливу досліджуваних факторів використовувався повнофакторний план експерименту з трьома рівнями варіювання кожного параметра, що передбачало проведення 81 розрахункового досліджу.

У результаті чисельного моделювання процесу дражування насіння було отримано візуалізацію розподілу дражувальної композиції на поверхні насінин (рис. 2), а також карти швидкостей руху частинок і крапель усередині барабанного апарата (рис. 3).

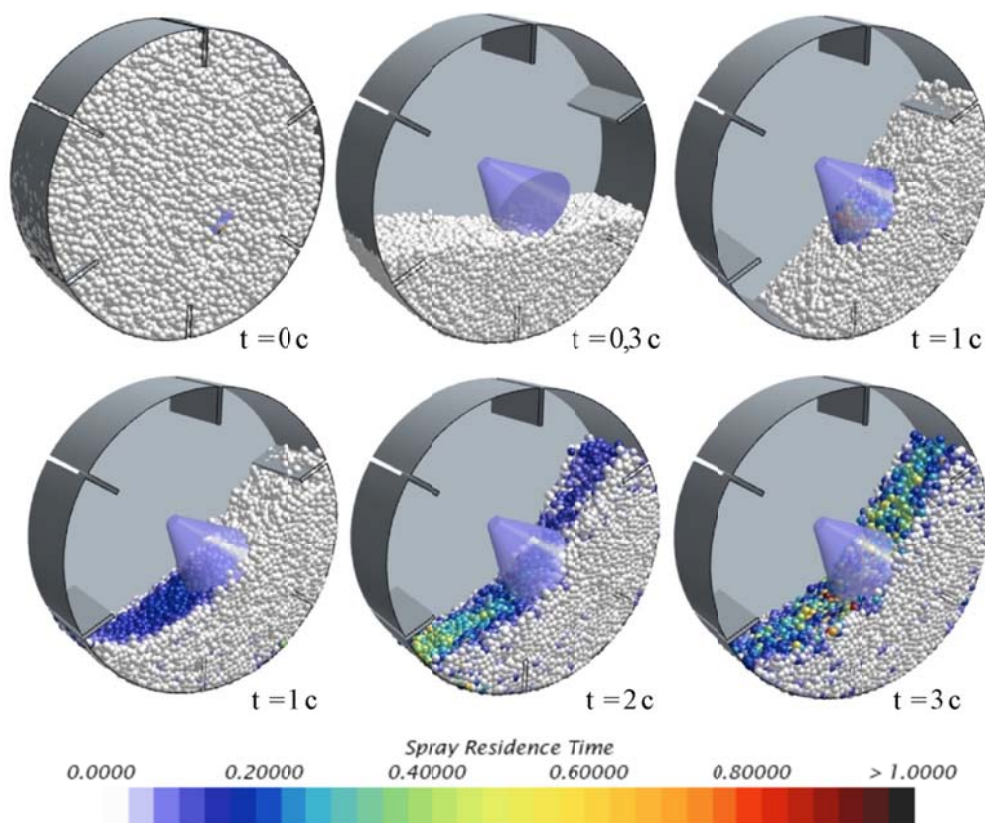


Рисунок 2 – Візуалізація результатів чисельного моделювання процесу дражування насіння у барабанному апараті

Джерело: розроблено авторами

Візуалізація результатів включала тривимірний розподіл товщини сформованого покриття на поверхні насіння, гістограми розподілу маси нанесеної композиції та анімацію процесу формування дражувальної оболонки в часі. Додатково було побудовано векторне поле швидкостей, яке відображало траєкторії руху насіння та напрямки переміщення крапель поживного розчину в робочій камері апарата.

Аналіз отриманих результатів показав, що в об'ємі барабана формується характерна циркуляційна структура руху насіння. Поблизу внутрішньої поверхні барабана спостерігаються зони інтенсивного переміщення частинок, тоді як у центральній частині формується область їх каскадного пересипання. Найбільш ефективне нанесення дражувальної композиції відбувається в місцях перетину факела розпилення з потоком піднятих частинок, де спостерігаються максимальні значення товщини покриття.

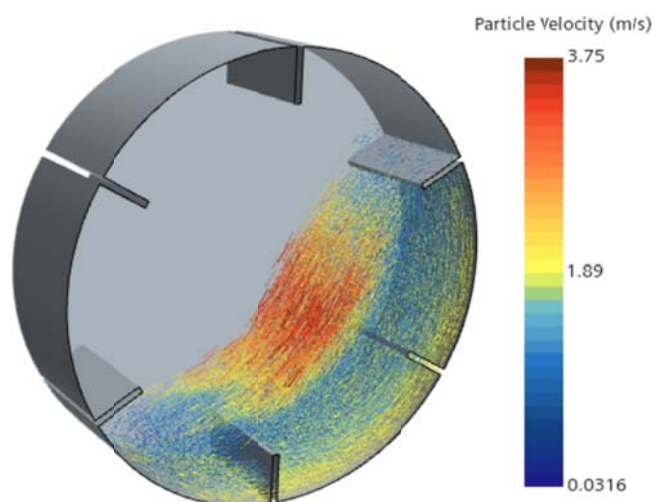


Рисунок 3 – Візуалізація векторного поля швидкостей у барабанному апараті

Джерело: розроблено авторами

Дослідження поля швидкостей дозволило встановити зв'язок між характером руху насіння та якістю формування оболонки. Після контакту з краплями поживного розчину на поверхні насіння утворюється тонкий рідкий шар, який у процесі подальшого перемішування та міжчастинкової взаємодії поступово перерозподіляється, забезпечуючи вирівнювання товщини покриття по всій масі насіння.

Водночас встановлено, що надмірне збільшення частоти обертання барабана або кута нахилу лопатей призводить до переходу частинок у центробіжний режим руху. У цьому випадку насіння притискається до стінок барабана, що зменшує кількість його контактів із факелом розпилення та погіршує рівномірність дражування.

За результатами чисельного моделювання та статистичної обробки отриманих даних було встановлено залежність рівномірності формування дражувальної оболонки від основних конструктивно-технологічних параметрів барабанного апарата (рис. 4):

$$U = 14,4962 + 33,5778N_s - 0,52748 \ln_b + 0,302981Q_p - 0,381889\theta. \quad (2)$$

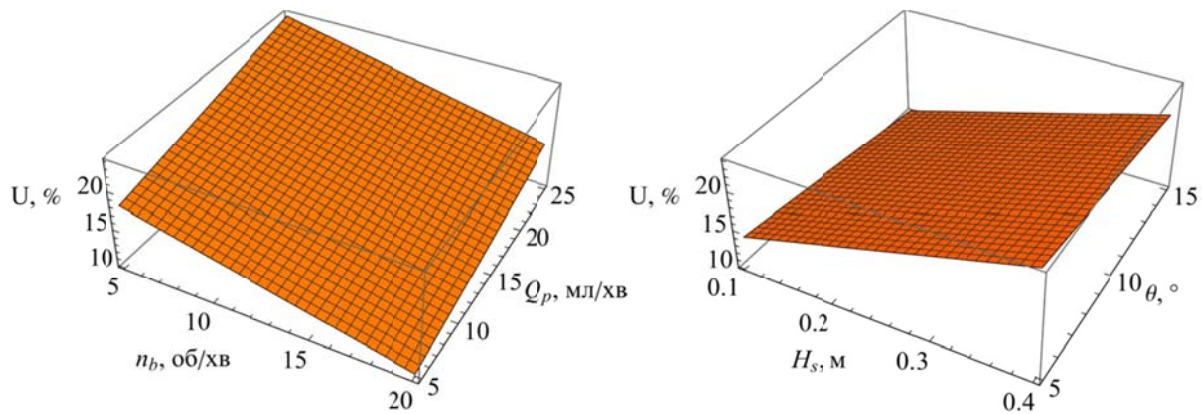


Рисунок 4 – Залежність рівномірності формування дражувальної оболонки від основних технологічних і конструктивних параметрів барабанного апарата

Джерело: розроблено авторами

Побудоване рівняння регресії другого порядку дозволило кількісно оцінити вплив частоти обертання барабана, витрати дражувальної композиції, висоти шару насіння та кута нахилу лопатей на якість покриття насіння. Отримана модель характеризувалася високим коефіцієнтом детермінації ($R^2 = 0,87$), що підтверджує її адекватність та можливість використання для прогнозування параметрів процесу дражування.

Аналіз коефіцієнтів регресійного рівняння показав, що найбільший вплив на рівномірність нанесення поживної композиції має частота обертання барабана. При малих швидкостях насіння недостатньо перемішується, тоді як надмірне збільшення частоти обертання призводить до переходу частинок у відцентровий режим руху, за якого зменшується кількість їх контактів із факелом розпилення. Найбільш сприятливі умови для формування однорідної оболонки спостерігаються за середніх значень частоти обертання, коли забезпечується інтенсивне пересипання та багаторазова взаємодія насіння з краплями дражувальної композиції.

Витрата рідкої композиції також істотно впливає на якість покриття. За недостатньої подачі спостерігається неповне змочування поверхні насіння, тоді як надлишок рідини викликає утворення агломератів та локальне перенасичення поверхні. Найкращі результати досягаються в області середніх і підвищених значень витрати, коли забезпечується стабільне формування аерозольного факела та рівномірне осадження крапель на насіння.

Висота шару насіння в барабані визначає інтенсивність міжчастинкової взаємодії та процес перерозподілу рідкої фази. Зі збільшенням висоти шару зростає кількість контактів між насінинами, що сприяє вирівнюванню товщини покриття. Проте надмірне заповнення робочої камери може призводити до появи застійних зон та погіршення доступу дражувальної композиції до окремих ділянок шару.

Кут нахилу лопатей впливає на характер руху насіння в барабані. Невеликі кути забезпечують багаторазове перекошування частинок та їх ефективне перемішування, тоді як збільшення кута інтенсифікує осове транспортування насіння і скорочує час його перебування в зоні розпилення. Унаслідок цього рівномірність покриття поступово знижується.

У результаті аналізу встановлено, що найкращі показники якості дражування досягаються за низьких і середніх значень частоти обертання барабана, підвищеної

витрати дражувальної композиції, значної висоти шару насіння та невеликих кутів нахилу лопатей. За таких умов забезпечується найбільш повна взаємодія насіння з факелом розпилення та рівномірне формування поживної оболонки.

Аналогічно було досліджено вплив зазначених факторів на продуктивність барабанного апарата (рис. 5):

$$P = 12,92 - 25,97H_s + 11,1934H_s^2 + 1,34642n_b - 0,4024H_s n_b + 0,2719Q_p - 0,087037H_s Q_p + 0,00585185n_b Q_p - 0,00153704Q_p^2 + 1,86037\theta - 0,0861\theta^2 \quad (3)$$

Отримане рівняння регресії другого порядку характеризувалося високим значенням коефіцієнта детермінації ($R^2 = 0,89$), що свідчить про високу точність опису процесу. Найбільший позитивний вплив на продуктивність має частота обертання барабана, оскільки зі збільшенням швидкості інтенсифікується переміщення насіння та його транспортування через робочу камеру.

Підвищення витрати дражувальної композиції також сприяє зростанню продуктивності завдяки покращенню умов формування покриття. Водночас надлишкова кількість рідини може викликати злипання насіння та зменшення рухливості шару, що негативно впливає на пропускну здатність апарата.

На відміну від інших факторів, збільшення висоти шару насіння призводить до зниження продуктивності через погіршення циркуляції частинок та виникнення зон уповільненого руху. Вплив кута нахилу лопатей має екстремальний характер: зі збільшенням кута продуктивність зростає до певного оптимального значення, після чого починає зменшуватися через надмірне прискорення осьового переміщення насіння.

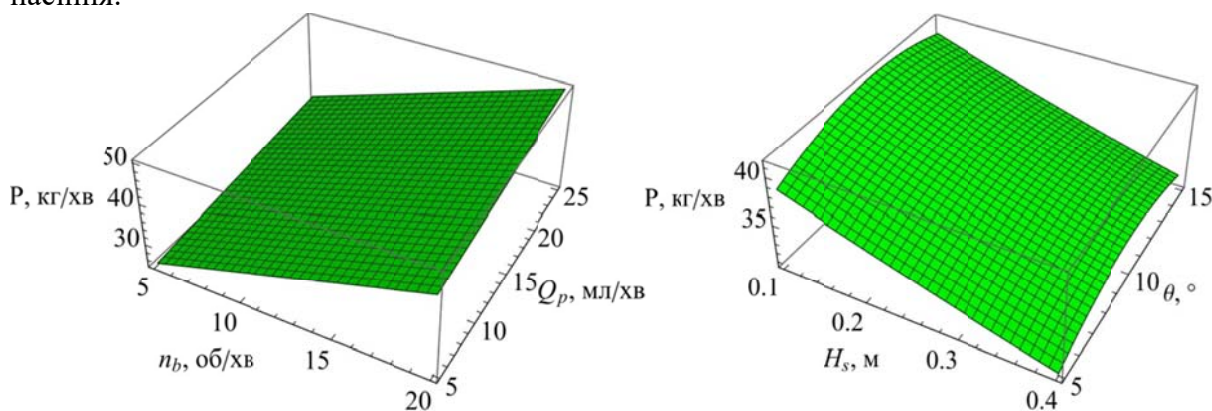


Рисунок 5 – Залежність продуктивності барабанного дражиратора насіння від основних технологічних і конструктивних параметрів

Джерело: розроблено авторами

Проведені дослідження показали, що максимальна продуктивність досягається за високої частоти обертання барабана, підвищеної витрати дражувальної композиції, невеликої висоти шару насіння та оптимального кута нахилу лопатей. Отримані результати можуть бути використані для обґрунтування конструктивних параметрів барабанного дражиратора та вибору раціональних режимів його роботи з метою забезпечення високої якості покриття насіння при максимальній продуктивності процесу.

Результати багатокритеріальної оптимізації засвідчили, що якість процесу дражування насіння та продуктивність барабанного апарата залежать від раціонального

поєднання частоти обертання барабана, витрати дражувальної композиції, висоти шару насіння та кута нахилу лопатей. У ході досліджень встановлено оптимальний діапазон параметрів: частота обертання барабана становить 14–15 об./хв., витрата дражувальної композиції – 18–20 мл/хв, висота шару насіння – 0,22–0,26 м, а кут нахилу лопатей – 8–10°. За таких режимів забезпечується продуктивність процесу на рівні 50–52 кг/хв., нерівномірність формування дражувальної оболонки не перевищує 2,5–3,0 %, а енерговитрати зменшуються на 15–18 % порівняно з режимами інтенсивного обертання барабана. Отримані результати підтверджують, що запропоновані параметри забезпечують оптимальне співвідношення між інтенсивністю перемішування насіння, рівномірністю нанесення дражувальної композиції та енергоефективністю процесу, що створює передумови для ефективного використання барабанних апаратів у промислових технологіях дражування насіння.

Висновки. Розроблено чисельну модель процесу дражування насіння у барабанному апараті в середовищі Simcenter STAR-CCM+, яка поєднує метод дискретних елементів (DEM) для моделювання руху насіння та Лагранжевий багатофазний підхід (LMP) для опису процесів розпилення, осадження і перенесення дражувальної композиції.

Встановлено, що характер руху насіння у барабані суттєво впливає на рівномірність формування дражувальної оболонки. Найбільш ефективно нанесення поживної композиції відбувається в зоні взаємодії факела розпилення з потоком піднятих і пересипаних частинок, де забезпечуються багаторазові контакти насіння з краплями розчину.

Отримано регресійні залежності, які описують вплив частоти обертання барабана, витрати дражувальної композиції, висоти шару насіння та кута нахилу лопатей на рівномірність формування оболонки і продуктивність процесу. Високі значення коефіцієнтів детермінації ($R^2 = 0,87$ та $R^2 = 0,89$) підтверджують адекватність розроблених математичних моделей.

Встановлено, що підвищення частоти обертання барабана сприяє зростанню продуктивності, однак за надмірних значень призводить до переходу частинок у відцентровий режим руху та погіршення рівномірності покриття. Витрата дражувальної композиції та висота шару насіння визначають інтенсивність міжчастинкової взаємодії і ступінь вирівнювання товщини сформованої оболонки.

За результатами багатокритеріальної оптимізації визначено раціональні параметри роботи барабанного апарата: частота обертання барабана 14–15 об./хв., витрата дражувальної композиції 18–20 мл/хв., висота шару насіння 0,22–0,26 м та кут нахилу лопатей 8–10°. За цих умов забезпечується продуктивність 50–52 кг/хв, нерівномірність дражування не перевищує 2,5–3,0 %, а енерговитрати знижуються на 15–18 %.

Отримані результати можуть бути використані під час проєктування та вдосконалення барабанних апаратів для дражування насіння, а також для обґрунтування раціональних режимів їх роботи з метою підвищення якості передпосівної підготовки насіннєвого матеріалу.

Список літератури

1. Afzal I., Javed T., Amirkhani M., Taylor A. G. Modern seed technology: Seed coating delivery systems for enhancing seed and crop performance. *Agriculture*. 2020. Vol. 10 (11). 526. DOI: 10.3390/agriculture10110526
2. Javed T., Afzal I., Shabbir R., Ikram K., Zaheer M. S., Faheem M., Ali H. H., Iqbal J. Seed coating technology: An innovative and sustainable approach for improving seed quality and crop performance. *Journal of the Saudi Society of Agricultural Sciences*. 2022. Vol. 21 (8). P. 536–545. DOI: 10.1016/j.jssas.2022.03.003
3. Biswal B. C., Mishra S., Jaiswal K., Mohanty S., Dash D. Seed coating innovations for sustainable horticulture enhancing germination, crop resilience and resource efficiency. *Discover Sustainability*. 2026. Vol. 7. 426. DOI: 10.1007/s43621-026-02826-5
4. Farooq M., Wahid A., Siddique K. H. M. Micronutrient application through seed treatments: A review. *Journal of Soil Science and Plant Nutrition*. 2012. Vol. 12 (1). P. 125–142. DOI: 10.4067/S0718-95162012000100011
5. Rocha I., Ma Y., Souza-Alonso P., Vosátka M., Freitas H., Oliveira R. S. Seed coating: A tool for delivering beneficial microbes to agricultural crops. *Frontiers in Plant Science*. 2019. Vol. 10. 1357. DOI: 10.3389/fpls.2019.01357
6. Bozdar B., Ahmed N., Meghwar M. R., Zhu Z., Talpur A., Li Z. H. Seed pelleting technologies: Paving the way for resilient and sustainable future farming. *Food and Energy Security*. 2026. Vol. 15 (1). e70193. DOI: 10.1002/fes3.70193
7. Pasha M., Hare C., Ghadiri M., Gunadi A., Piccione P. M. Inter-particle coating variability in a rotary batch seed coater. *Chemical Engineering Research and Design*. 2017. Vol. 120. P. 92–101.
8. Zhao T., Zhang H., Sun W., Zhang L. Numerical simulation and experimental study of a pelletizing coating machine for *Astragalus membranaceus* seeds. *Agriculture*. 2026. Vol. 16 (9). 955. DOI: 10.3390/agriculture16090955
9. Алієв Е. Б. Чисельне моделювання процесів агропромислового виробництва : підручник. Київ : Аграрна наука, 2023. 340 с. DOI: 10.31073/978-966-540-584-9
10. Алієв Е. Б. Чисельне моделювання механізованих процесів агропромислового виробництва : монографія. Дніпро : ЛІРА, 2026. 220 с.
11. Pasha M., Ghadiri M., Gunadi A., Piccione P. M. Distinct element analysis of inter-particle coating variability in a batch seed coater. *EPJ Web of Conferences*. 2017. Vol. 140. Article 15035. DOI: 10.1051/epjconf/201714015035
12. Teunou E., Poncelet D. Batch and continuous fluid bed coating: Review and state of the art. *Journal of Food Engineering*. 2002. Vol. 53 (4). P. 325–340.
13. Sukhanova M., Mudarisov S., Zabrodin V., Bondarev A., Gallyamov F. Analysis of the interaction of seeds with a centrifugal disk working body of a chamber-type treater. *Scientific Reports*. 2022. Vol. 12. 5420. DOI: 10.1038/s41598-022-09204-x
14. Вечера О. М., Теслюк Б. В., Куянов В. В. Підвищення якості протруювання насіння с.-г. культур з модифікованим вібраційним бункером. *Крамаровські читання : збірник тез доповідей XII Міжнародної науково-технічної конференції з нагоди 118-ї річниці від дня народження доктора технічних наук, професора, віцепрезидента УАСГН Крамарова Володимира Савовича (1906–1987)*. Київ, 2025. С. 311–313.
15. Вечера О. М., Куянов В. В. Підвищення якості протруювання насіння сільськогосподарських культур за допомогою комбінованої обробки. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. 2021. Vol. 12 (4). P. 109–115. DOI: <http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2021.04>
16. Вечера О. М., Куянов В. В. Вдосконалення інерційно-фрикційного протруювача насіння. *Аграрна енергетика в XXI сторіччі: досягнення і перспективи розвитку : збірник тез доповідей II Міжнародної науково-практичної конференції*. 14 листопада 2023 р.
17. Вечера О. М., Куянов В. В. Технологія озонування для протруювання насіння. *Сучасні проблеми землеробської механіки : збірник тез доповідей XXIV Міжнародної наукової конференції*. Київ, 2023. С. 144–146.
18. Grohn P., Lawall M., Oesau T., Heinrich S., Antonyuk S. CFD-DEM simulation of a coating process in a fluidized bed rotor granulator. *Processes*. 2020. Vol. 8 (9). 1090. DOI: 10.3390/pr8091090
19. Song Y., Zhou T., Bai R., Zhang M., Yang H. Review of CFD-DEM modeling of wet fluidized bed granulation and coating processes. *Processes*. 2023. Vol. 11 (2). 382. DOI: 10.3390/pr11020382

20. Liu H., Ma X., Hou Z., Chen L., Tan A., Liu Y. Simulation and experimental study on the optimization of operating parameters for coating pellets of *Agropyron* seeds. *Agriculture*. 2025. Vol. 15 (19). 2017. DOI: 10.3390/agriculture15192017
21. Pasha M., Hare C., Ghadiri M., Gunadi A., Piccione P. M. Effect of particle shape on flow in discrete element method simulation of a rotary batch seed coater. *Powder Technology*. 2016. Vol. 296. P. 29–36. DOI: 10.1016/j.powtec.2015.10.055

References

1. Afzal, I., Javed, T., Amirkhani, M., & Taylor, A. G. (2020). Modern seed technology: Seed coating delivery systems for enhancing seed and crop performance. *Agriculture*, 10 (11), 526. DOI: <https://doi.org/10.3390/agriculture10110526>
2. Javed, T., Afzal, I., Shabbir, R., Ikram, K., Zaheer, M. S., Faheem, M., Ali, H. H., & Iqbal, J. (2022). Seed coating technology: An innovative and sustainable approach for improving seed quality and crop performance. *Journal of the Saudi Society of Agricultural Sciences*, 21 (8), 536–545. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.jssas.2022.03.003>
3. Biswal, B. C., Mishra, S., Jaiswal, K., Mohanty, S., & Dash, D. (2026). Seed coating innovations for sustainable horticulture enhancing germination, crop resilience and resource efficiency. *Discover Sustainability*, 7, 426. DOI: <https://doi.org/10.1007/s43621-026-02826-5>
4. Farooq, M., Wahid, A., & Siddique, K. H. M. (2012). Micronutrient application through seed treatments: A review. *Journal of Soil Science and Plant Nutrition*, 12 (1), 125–142. DOI: <https://doi.org/10.4067/S0718-95162012000100011>
5. Rocha, I., Ma, Y., Souza-Alonso, P., Vosátka, M., Freitas, H., & Oliveira, R. S. (2019). Seed coating: A tool for delivering beneficial microbes to agricultural crops. *Frontiers in Plant Science*, 10, 1357. DOI: <https://doi.org/10.3389/fpls.2019.01357>
6. Bozdar, B., Ahmed, N., Meghwar, M. R., Zhu, Z., Talpur, A., & Li, Z. H. (2026). Seed pelleting technologies: Paving the way for resilient and sustainable future farming. *Food and Energy Security*, 15 (1), e70193. DOI: <https://doi.org/10.1002/fes3.70193>
7. Pasha, M., Hare, C., Ghadiri, M., Gunadi, A. & Piccione, P. M. (2017). Inter-particle coating variability in a rotary batch seed coater. *Chemical Engineering Research and Design*, 120, 92–101.
8. Zhao, T., Zhang, H., Sun, W., & Zhang, L. (2026). Numerical simulation and experimental study of a pelletizing coating machine for *Astragalus membranaceus* seeds. *Agriculture*, 16 (9), 955. DOI: <https://doi.org/10.3390/agriculture16090955>
9. Aliiev, E. B. (2023). *Numerical modeling of agro-industrial production processes*. Kyiv: Ahrarna nauka. DOI: <https://doi.org/10.31073/978-966-540-584-9> [in Ukrainian]
10. Aliiev, E. B. (2026). *Numerical modeling of mechanized processes of agro-industrial production*. Dnipro : LIRA [in Ukrainian]
11. Pasha, M., Ghadiri, M., Gunadi, A., & Piccione, P. M. (2017). Distinct element analysis of inter-particle coating variability in a batch seed coater. *EPJ Web of Conferences*, 140, Article 15035. DOI: <https://doi.org/10.1051/epjconf/201714015035>
12. Teunou, E., & Poncelet, D. (2002). Batch and continuous fluid bed coating: Review and state of the art. *Journal of Food Engineering*, 53 (4), 325–340.
13. Sukhanova, M., Mudarisov, S., Zabrodin, V., Bondarev, A., & Gallyamov, F. (2022). Analysis of the interaction of seeds with a centrifugal disk working body of a chamber-type treater. *Scientific Reports*, 12, 5420. DOI: <https://doi.org/10.1038/s41598-022-09204-x>
14. Vechera, O. M., Tesliuk, B. V., & Kuianov, V. V. (2025). Pidvyshchennia yakosti protriuvannia nasinnia s.-h. kultur z modyfikovanyim vibratsiynym bunkerom. *Kramarovski chytannia : zbirnyk tez dopovidei XII Mizhnarodnoi naukovo-tekhnichnoi konferentsii z nahody 118-yi richnytsi vid dnia narodzhennia doktora tekhnichnykh nauk, profesora, vitseprezydenta UASHN Kramarova Volodymyra Savovycha (1906–1987)*. Kyiv, P. 311–313. [in Ukrainian]
15. Vechera, O. M., & Kuianov, V. V. (2021). Pidvyshchennia yakosti protriuvannia nasinnia silskohospodarskykh kultur za dopomohoiu kombinovanoi obrobky. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*, 12 (4), 109–115. DOI: <http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2021.04> [in Ukrainian]
16. Vechera, O. M., & Kuianov, V. V. (2023). Vdoskonalennia inertsiiino-fryktsiinoho protriuvacha nasinnia. *Ahrarna enerhetyka v XXI storichchi: dosiahnennia i perspektivy rozvytku : zbirnyk tez dopovidei II Mizhnarodnoi naukovo-praktychnoi konferentsii*. 14 lystopada 2023 r. [in Ukrainian]

17. Vechera, O. M., & Kuianov, V. V. (2023). Tekhnolohiia ozonuvannia dlia protriuvannia nasinnia. *Suchasni problemy zemlerobskoi mekhaniky: zbirnyk tez dopovidei XXIV Mizhnarodnoi naukovoï konferentsii*. Kyiv, P. 144–146. [in Ukrainian]
18. Grohn, P., Lawall, M., Oesau, T., Heinrich, S., & Antonyuk, S. (2020). CFD-DEM simulation of a coating process in a fluidized bed rotor granulator. *Processes*, 8 (9), 1090. DOI: <https://doi.org/10.3390/pr8091090>
19. Song, Y., Zhou, T., Bai, R., Zhang, M., & Yang, H. (2023). Review of CFD-DEM modeling of wet fluidized bed granulation and coating processes. *Processes*, 11 (2), 382. DOI: <https://doi.org/10.3390/pr11020382>
20. Liu, H., Ma, X., Hou, Z., Chen, L., Tan, A., & Liu, Y. (2025). Simulation and experimental study on the optimization of operating parameters for coating pellets of *Agropyron* seeds. *Agriculture*, 15 (19), 2017. DOI: <https://doi.org/10.3390/agriculture15192017>
21. Pasha, M., Hare, C., Ghadiri, M., Gunadi, A., & Piccione, P. M. (2016). Effect of particle shape on flow in discrete element method simulation of a rotary batch seed coater. *Powder Technology*, 296, P. 29–36. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2015.10.055>

Elchyn Aliiev, Prof., DSc. (Engineering), Senior Researcher

Nataliia Ponomarenko, Assoc. Prof., PhD tech. sci.

Tymofii Rud

Dnipro State Agrarian and Economic University, Dnipro, Ukraine

Numerical Simulation of the Seed Pelleting Process in a Drum Apparatus

The article presents the results of numerical simulation of the seed pelleting process in a drum apparatus using the Simcenter STAR-CCM+ software environment.

To describe seed motion and the application of the nutrient composition, a combination of the Discrete Element Method (DEM) and the Lagrangian Multiphase Approach (LMP) was employed. The developed model made it possible to reproduce the processes of seed mixing, spraying of the nutrient solution, droplet deposition on the seed surface, and formation of the pelleting coating. During the study, the effects of drum rotational speed, pelleting composition flow rate, seed bed height, and blade inclination angle on coating uniformity and apparatus productivity were evaluated. Based on the numerical experiment, regression relationships were obtained that adequately describe the seed pelleting process and make it possible to predict changes in efficiency criteria depending on the operating modes of the apparatus.

It was established that the best pelleting quality indicators are achieved at a drum rotational speed of 14–15 rpm, a pelleting composition flow rate of 18–20 mL/min, a seed bed height of 0.22–0.26 m, and a blade inclination angle of 8–10°. Under these conditions, process productivity reaches 50–52 kg/min, the non-uniformity of pelleting coating formation does not exceed 2.5–3.0%, and energy consumption is reduced by 15–18%. The obtained results can be used to substantiate the design and technological parameters of drum pelletizers and to improve the efficiency of pre-sowing seed treatment.

seeds, pelleting, nozzles, device, drum apparatus, spraying, distribution, productivity, parameters, numerical simulation, Discrete Element Method, Lagrangian Multiphase Approach

Одержано (Received) 22.06.2026

Прорецензовано (Reviewed) 25.06.2026

Прийнято до друку (Approved) 26.06.2026

УДК 631.3

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2026.56.49-60>

К. В. Васильковська, доц., канд. техн. наук, **М. М. Ковальов**, доц., канд. с.-г. наук,
В. О. Малаховська

Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна
e-mail: vasilkovskakv@ukr.net

Обґрунтування раціональних параметрів гідропонної установки періодичного затоплення

Метою роботи є вибір оптимальних параметрів портативної гідропонної установки періодичного затоплення та технології вирощування рослин в ній, що забезпечить збільшення продуктивності рослин за рахунок використання фітоматриць із різним співвідношенням елементів освітлення червоного до елементів синього кольору, різній щільності фотосинтетичного фотонного потоку та використання поживного розчину на основі біопрепаратів.

З метою оптимізації ефективності вирощування овочевих і ягідних культур здійснено вдосконалення конструкції дослідної портативної установки періодичного підтоплення покращеною інтегрованою системою штучного опромінення на основі спеціалізованих фітоматриць. запропоновані технологічні рішення в модернізованій портативній гідропонній установці періодичного затоплення надають можливість при вирощуванні рослини базиліку оптимізувати стартові умов вегетації та збільшити енергію проростання насіння, набору зеленої маси рослин, скорочення тривалості дозрівання рослин та інтенсифікації наростання листової маси. Підбір кращого освітлення сприяє більш стабільному фотосинтезу із прийнятими показниками мікроклімату всередині установки.

гідропонна установка, періодичне затоплення, фітоматриці, потужність світла, продуктивність

Постановка проблеми. Забезпечення людей збалансованим харчуванням із необхідною добовою нормою калорій є основою продовольчої безпеки як в Україні, так і у Світі. Оскільки повномасштабна війна суттєво поглибила глобальну продовольчу кризу [1], традиційний аграрний сектор зіткнувся із безпрецедентними викликами. Це змушує переосмислити підходи до вирощування продукції харчування та звернути увагу а інноваційні закриті агросистеми, зокрема на вертикальне землеробство, як інструмент локального та незалежного виробництва.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Певним чином, вертикальне землеробство є проривом у сільськогосподарському виробництві, усуваючи такі проблеми як: дефіцит ґрунту, недостатність вологи, спричинену змінами кліматичних умов. І саме гідропоніка, де вирощування рослин відбувається у поживному розчині воді, замість ґрунту – є тією технологічною системою, яка вирішує проблему недостатності ґрунту, насичення ринку овочевою продукцією цілий рік та продовольчої безпеки країни [2, 3].

Розвиток та класифікація сучасних гідропонних систем визначаються архітектонікою вирощуваних культур, доступним просторовим ресурсом, рівнем автоматизації устаткування, специфікою світлотехнічних рішень та техніко-економічними показниками технології [2, 4]. До основних типів конструкцій гідропонних систем відносяться:

- Гнотова (фитильна);
- Метод глибоководної культури (Deep Water Culture – DWC);
- Періодичного затоплення (Periodic Flooding);
- Метод живильної плівки (Nutrient Film Technique – NFT);
- Аеропоніка.

Системи періодичного затоплення (Periodic Flooding) базуються на циклічному заповненні ємності із рослинами поживним розчином із наступним його повним зливанням у резервуар. Це забезпечує коріння рослин вологою та поживними речовинами під час «припливу» та інтенсивною аерацією під час «відливу» [3, 5].

Такі гідропонні системи можуть бути класичними лотковими, стелажними багатоярусними або із індивідуальними контейнерами [4, 6]

Класичні лоткові системи (Ebb and Flow Tray System) складаються з горизонтальних піддонів, що заповнені субстратом (керамзит, мінеральна вата, тощо) або індивідуальні кошики для рослин. В таких установках насосна система подає поживний розчин через вхідний фітинг. Коли рівень розчину досягає висоти переливної трубки, надлишок стікає назад у резервуар. Після вимкнення насосної системи, поживний розчин повільно зливається до піддона. Основними складовими такої гідропонної системи є резервуар, насосна система, система трубок, піддон із субстратом та переливна трубка [3, 7].

Стелажні багатоярусні установки (Vertical Farming) більше підходять для міських ферм, тут кожен ярус може працювати автономно або може бути підключений до спільної магістралі із поживним розчином. В такій системі ряд лотків розташовано один над одним. Поживний розчин може подаватися паралельно, тобто до кожного ярусу окремо, або каскадно для усіх. Основними складовими такої гідропонної системи є колектор розподілу поживного розчину та система освітлення установки кожного ярусу [6, 8].

Системи з індивідуальними кошиками можуть використовуватись для великих рослин, де кожен кошик з'єднано із загальною ємністю, в якій знаходиться контролер, який регулює рівень затоплення. В таких системах використовується загальний резервуар із поживним розчином із поплавковим клапаном або сенсором рівня. Загальною перевагою таких гідропонних систем є можливість вільного доступу до кожної окремої рослини та великий об'єм субстрату для їх кореневої системи [9].

Всі перераховані схеми гідропонних систем періодичного затоплення мають свої переваги і недоліки, однак є те, що їх об'єднує: вони допомагають повністю автоматизувати процес живлення рослин, оптимізувати витрати водних ресурсів і забезпечити стабільний мікроклімат у кореневій зоні за рахунок чітко контрольованих інтервалів подачі поживного розчину [10].

На даному етапі розвитку інженерії в галузі гідропоніки, безперечним проривом є використання інтелектуальних систем для управління установками. В таких системах може бути використано штучний інтелект, який допоможе адаптивному керуванню, за допомогою впровадження алгоритмів, що корегують частоту затоплення залежно від інтенсивності транспірації та фази росту рослини.

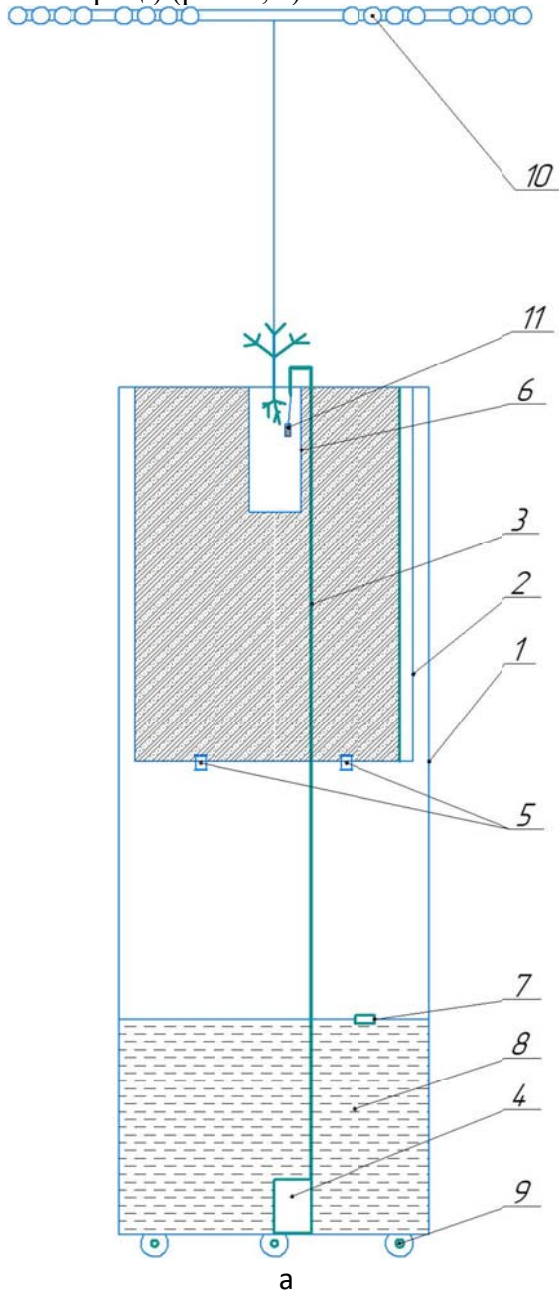
Таким чином, конструкції гідропонних систем періодичного затоплення залишаються одними з найнадійніших завдяки пасивній фазі аерації. Сучасним напрямом вдосконалення таких установок є використання новітніх систем освітлення та перехід від статичних циклів до динамічного керування затопленням субстрату.

Постановка завдання. Метою роботи є вибір оптимальних параметрів портативної гідропонної установки періодичного затоплення та технології вирощування рослин в ній, що забезпечить збільшення продуктивності рослин за рахунок використання фітоматриць із різним співвідношенням елементів освітлення червоного до елементів синього кольору, різній щільності фотосинтетичного фотонного потоку та використання поживного розчину на основі біопрепаратів.

Виклад основного матеріалу. З метою оптимізації ефективності вирощування овочевих і ягідних культур на кафедрі загального землеробства

Центральноукраїнського національного технічного університету здійснено вдосконалення конструкції дослідної портативної установки періодичного підтоплення покращеною інтегрованою системою штучного опромінення на основі спеціалізованих фітоматриць (рис. 1) [2, 10, 11].

Гідропонна установка періодичного затоплення складається із вертикального резервуару 1, до якого кріпляться за допомогою стійки елементи освітлення 10 (фітоматриці) (рис. 1, а).



1 – вертикальний зовнішній резервуар; 2 – внутрішній контейнер; 3 – система подачі; 4 – автоматична насосна система із водяною помпою; 5 – дренажні отвори; 6 – hydroponic baskets; 7 – датчик мінімального рівня поживного розчину; 8 – поживний розчин; 9 – роликова система; 10 – елементи освітлення (фітоматриці); 11 – датчик вологості

а – схема, б – загальний вигляд

Рисунок 1 – Гідропонна установка періодичного затоплення

Джерело: розроблено авторами та на підставі [2, 10]

У вертикальному зовнішньому резервуарі 1 із поживним розчином 8 в ньому, всередині розташовано систему подачі 3 поживного розчину, який подається із нижньої частини вертикального зовнішнього резервуару за допомогою системи подачі 3 поживного розчину 8 і автоматичної насосної системи із водяною помпою 4 до внутрішнього контейнера для субстрату 2 із дренажними отворами 5 для стікання розчину. У верхній частині внутрішнього контейнера із субстратом 2 розташовано гідропонний кошик 6 із рослиною. Також, у вертикальному зовнішньому резервуарі знаходиться датчик мінімального рівня наповнення резервуару 7. Конструкція гідропонної установки кріпиться до роликової системи 9 для можливості переміщувати установку за потреби.

Технологічний процес відбувається наступним чином. Поживний розчин із вертикального зовнішнього резервуару 1 за допомогою автоматичної насосної системи і водяної помпи 4 подається за допомогою системи подачі 3 поживного розчину 8 до внутрішнього контейнера 2 зі штучним субстратом, в якому знаходиться гідропонний кошик 6 із датчиком вологості 11, який вмикає подачу поживним розчином внутрішнього контейнера автоматично, після наповнення внутрішнього контейнера (15–20 хв.), система подачі води вмикається. Поживний розчин 8 через дренажні отвори 5, розташовані в нижній частині внутрішнього контейнера, повністю повертається до зовнішнього контейнера 1.

Датчик мінімального рівня 7 поживного розчину контролює наявність достатньої кількості розчину у зовнішньому резервуарі та попереджає про необхідність його поповнення. Цикл заповнення та спорожнення внутрішнього контейнера повторюється кілька разів на добу (контролюється датчиком вологості 11 в залежності від типу рослин та використовуваного субстрату).

Таким чином, використання в даній гідропонній установці періодичного затоплення системи автоматичної подачі поживного розчину спрощує та вдосконалює систему подачі поживного розчину, використання фітоматриць із випромінювальними елементами сприятиме прискоренню фотосинтезу та розвитку структурних елементів рослин, підвищенню їх врожайності, а використання роликової системи надає можливість переміщувати її за потреби.

Чергування у фітоматрицях червоних і синіх фотоелементів дає змогу використовувати червоне світло з довжиною хвилі від 650 до 700 Нм, яке відіграє вирішальну роль у фотосинтезі, оскільки стимулює процеси росту, цвітіння та формування плодів, а синє світло з довжиною хвилі від 400 до 500 Нм, яке є важливим на ранніх етапах розвитку рослин для формування міцної кореневої системи, зміцнення стебла та розвитку листового апарату (рис. 2). Висока частка випромінювання в червоному діапазоні спектру сприяє фотосинтезу та забезпечує збільшення продуктивності рослин, тоді як синя складова забезпечує нормальний морфогенез і формування вегетативних органів (листіків). Таке спектральне поєднання є доволі ефективним для вирощування різних культур: від листової зелені до овочів.

Для досліджень було використано насіння базилику сорту Рутан (ранній), оригінатор – Дослідна Станція «Маяк» ІОБ НААН України. Тип насіннєвого матеріалу: еліта. Вегетаційний період (60–66 діб).

Програма досліджень передбачала контроль та підтримання таких параметрів:

– в якості живильного середовища використовували стандартний гідропонний розчин для зеленних культур із релевантним для базилику вмістом елементів живлення. З метою стимуляції розвитку кореневої системи та покращення фізіологічного стану рослин до складу середовища було додано мікробіологічний комплекс ЕМ-5 [10, 11];

–фотоперіод та світловий режим забезпечували за допомогою світлодіодних елементів освітлення (фітоматриць) із фіксованим співвідношенням червоного та синього спектрів [12];

–мікрокліматичні показники підтримували на рівні: температура середовища – 20–24°C, відносна вологість повітря – 60–70%.



Рисунок 2 – Загальний вигляд фітоматриці із випромінювальними елементами

Джерело: розроблено авторами та на підставі [2, 10, 12]

Метою даної серії дослідів була реалізація матриці центрального композиційного плану 2^2 для виявлення залежності продуктивності рослин від співвідношення червоного і синього спектрів освітлення та потужності світлового потоку. На основі отриманих даних обґрунтовано раціональні технологічні параметри та режими роботи гідропонної установки періодичного підтоплення, які забезпечують максимальну ефективність вирощування овочевих культур

Отримано матрицю планування експерименту (табл. 1).

Таблиця 1 – Матриця планування експерименту 2^2

Номер дослідів	Співвідношення елементів освітлення червоного до елементів синього кольору, од.	Потужність світла, мкмоль/м ² /с
	x_1	x_2
1	-1	-1
2	+1	-1
3	-1	+1
4	+1	+1

Співвідношення елементів освітлення червоного до елементів синього кольору вибрано на основі проведених попередніх досліджень [2, 5], відповідно до яких співвідношення елементів освітлення обрано від 1:1 до 1:8.

Потужність світла обрано на основі рекомендацій досліджень [12–14], а також результатів попередніх досліджень [2, 5], відповідно до яких потужність складає 150 мкмоль/м²/с та 270 мкмоль/м²/с.

На основі наведених вихідних параметрів, цільовими критеріями оптимізації процесу вирощування овочевих культур у модернізованій портативній гідропонній установці періодичного затоплення було обрано:

1. висоту рослин, см;
2. час настання фази «Бєбі лист», дн.;
3. масу зелені, г;
4. кількість листків, од.

Метою цієї серії дослідів слугувала реалізація матриці центрального композиційного плану 2², в результаті чого отримано вплив чинників (співвідношення елементів освітлення червоного до елементів синього кольору та потужність світла), отримано раціональні параметри та режими роботи модернізованої портативної гідропонної установки періодичного затоплення для оптимізації параметрів вегетації та збільшення біопродуктивності. Отримано наступні результати реалізації обраної матриці планування експерименту (табл. 2).

Таблиця 2 – Результати реалізації матриці планування експерименту 2²

Номер дослідів	Фактори		Критерії			
	Співвідношення елементів освітлення червоного до елементів синього кольору, од.	Потужність світла, мкмоль/м ² /с	Висота рослин, см	Час настання фази «Бєбі лист», дн.	Маса зелені, г	Кількість листків, од.
	x_1	x_2	Y_1	Y_2	Y_3	Y_4
1	1	150	3,5	14	0,75	5,0
2	8	150	4,0	12	0,90	6,0
3	1	270	4,3	11	1,10	7,5
4	8	270	4,6	9	1,30	9,0

Математичну обробку та статистичний аналіз експериментальних даних здійснювали з використанням пакета прикладних програм STATISTICA 12 [15], що дозволило апроксимувати результати досліджень шляхом побудови адекватної статистичної математичної моделі для Y_1 (висота рослин), Y_2 (час настання фази «Бєбі лист»), Y_3 (маса зелені), Y_4 (кількість листків).

Отримано наступні рівняння регресії:

$$Y_1 = 8,107 - 0,607x_1 - 0,031x_2 + 0,004x_1x_2, \quad (1)$$

$$Y_2 = 18,036 - 0,286x_1 - 0,025x_2, \quad (2)$$

$$Y_3 = 0,95 + 0,05x_1 + 0,1x_2 + 0,2x_3, \quad (3)$$

$$Y_4 = 1,821 + 0,053x_1 + 0,02x_2. \quad (4)$$

Статистичну значущість отриманих коефіцієнтів рівняння регресії перевіряли за допомогою t-критерію Ст'юдента. Усі наведені в моделях коефіцієнти є статистично значущими з довірчою ймовірністю $P_H = 0,95$ і числа ступенів свободи $f = 8$ складає $t = 2.306$ [14].

Статистичний аналіз отриманих експериментальних даних підтверджує адекватність побудованих моделей, а також математичну коректність, репрезентативність та відтворюваність. Розрахункове значення критерію Кохрена G^P для кожного з експериментів Y_1, Y_2, Y_3, Y_4 не перевищує його критичного (табличного) значення становить $G_1^P = 0,22$, $G_2^P = 0,28$, $G_3^P = 0,31$, $G_4^P = 0,35$ і є меншими за табличне значення $G^T = 0,68$ [14].

Адекватність побудованих рівнянь регресії експериментальним даним перевіряли за допомогою F-критерію Фішера, табличне значення якого для рівня надійності $P_H = 0,95$ і числа ступенів свободи $f = 8$ становить $F^T = 4,15$ [15]. Розрахункові значення критерію Фішера для всіх моделей є меншими за їхні критичні значення, що підтверджує адекватність усіх моделей.

Для графічної інтерпретації отриманих регресійних залежностей було побудовано поверхні відгуку для висоти рослин, часу настання фази «Бєбі лист», маси зелені та кількості листків (рис. 3, 4, 5, 6).

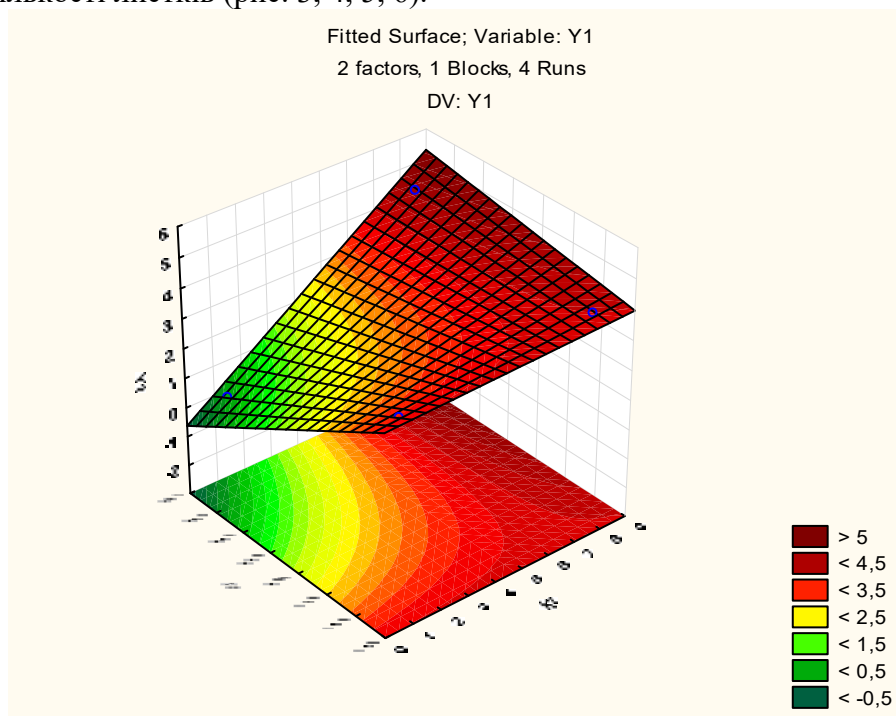


Рисунок 3 – Поверхня відгуку для висоти рослин: $Y_1 = f(x_1, x_2)$

Джерело: розроблено авторами та на підставі [15]

Аналіз поверхонь відгуку за критерієм оптимізації висоти рослин дозволяє встановити раціональні значення досліджуваних чинників, а саме:

- найбільші рослини отримано при співвідношенні елементів освітлення червоного до елементів синього кольору в діапазоні від 1:7 до 1:8, од.;
- найкращий діапазон потужності світла для отримання найвищих рослин знаходиться в межах від 250 мкмоль/м²/с до 270 мкмоль/м²/с.

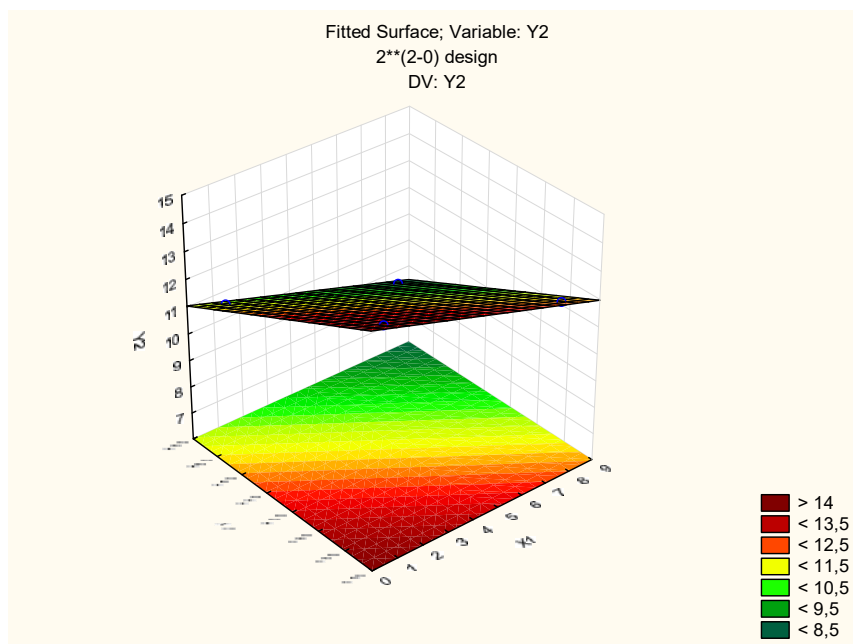


Рисунок 4 – Поверхня відгуку для часу настання фази «Бєбі лист»: $Y_2=f(x_1, x_2)$

Джерело: розроблено авторами та на підставі [15]

Аналіз поверхні відгуку за критерієм оптимізації часу настання фази «Бєбі лист», дозволяє встановити раціональні значення досліджуваних чинників, а саме:

- найскоріше фаза «Бєбі лист» настає при співвідношенні елементів освітлення червоного до елементів синього кольору в діапазоні від 1:6 до 1:8, од.;
- найкращий діапазон потужності світла для настання цієї фази розвитку знаходиться в межах від 240 мкмоль/м²/с до 260 мкмоль/м²/с.

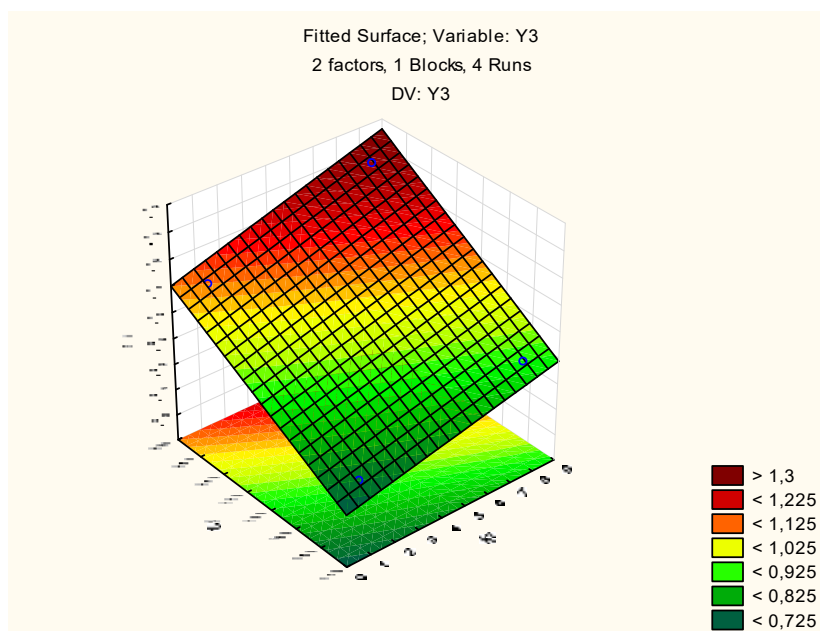


Рисунок 5 – Поверхня відгуку для маси зелені: $Y_3=f(x_1, x_2)$

Джерело: розроблено авторами та на підставі [15]

Аналіз поверхні відгуку за критерієм оптимізації маси зелені, дозволяє встановити раціональні значення досліджуваних чинників, а саме:

–найбільший набір маси зелені отримано при співвідношенні елементів освітлення червоного до елементів синього кольору 1:8, од.;

–найкращий діапазон потужності світла для набору маси зелені рослин знаходиться в межах від 250 мкмоль/м²/с до 270 мкмоль/м²/с.

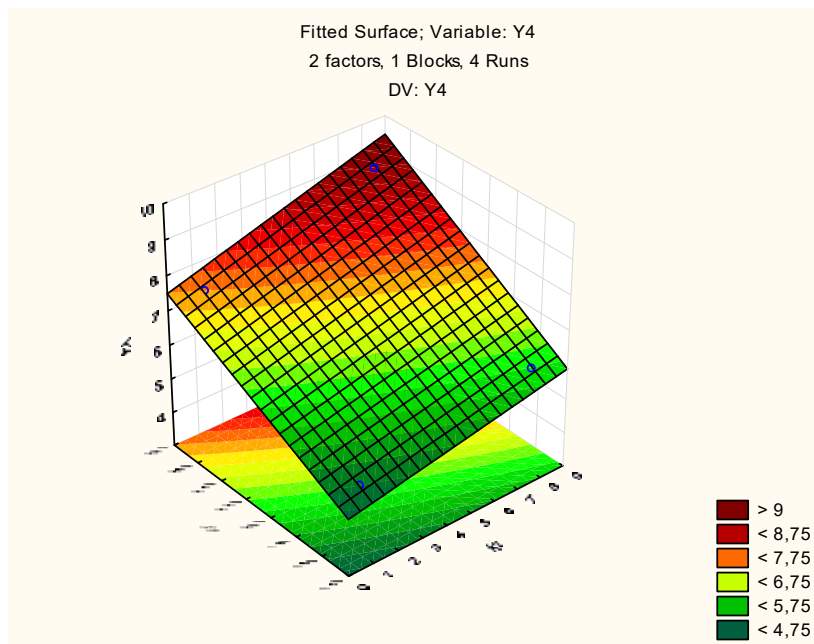


Рисунок 6 – Поверхня відгуку для кількості листків: $Y_4=f(x_1, x_2)$

Джерело: розроблено авторами та на підставі [15]

Аналіз поверхні відгуку за критерієм оптимізації кількості листків, дозволяє встановити раціональні значення досліджуваних чинників, а саме:

–найбільшу кількість листків отримано при співвідношенні елементів освітлення червоного до елементів синього кольору 1:8, од.;

–найкращий діапазон потужності світла для отримання найбільшого значення кількості листків знаходиться в межах від 250 мкмоль/м²/с до 270 мкмоль/м²/с.

Таким чином, після аналізу статистичних даних експериментальних досліджень, можна зробити висновки, що при вирощуванні рослин базиліку в модернізованій портативній гідропонній установці періодичного затоплення для отримання стабільного фотосинтезу без вигорання листя та прийнятних показників мікроклімату всередині установки найкращим співвідношенням елементів освітлення червоного до елементів синього кольору є діапазон від 1:6 до 1:8 одиниць у фітоматрицях. А найкращий діапазон щільності фотосинтетичного фотонного потоку (потужності світла) знаходиться в межах від 250 мкмоль/м²/с до 270 мкмоль/м²/с є найбільш ефективним.

Висновки. Таким чином, запропоновані технологічні рішення в модернізованій портативній гідропонній установці періодичного затоплення надають можливість при вирощуванні рослин базиліку оптимізувати стартові умов вегетації та збільшити енергію проростання насіння, набору зеленої маси рослин, скорочення тривалості дозрівання рослин та інтенсифікації наростання листової маси. Підбір кращого

освітлення сприяє більш стабільному фотосинтезу із прийнятими показниками мікроклімату всередині установки.

Список літератури

1. Vasylovskaya K., Vasylovskiy O., Popova S., Malakhovskaya V. The directions for optimizing Ukraine's export potential of grain crops in the context of changing climatic conditions. *Bulletin of the Transilvania University of Braşov. Series V: Economic Sciences*. 2021. Vol. 14(63), No. 1. P. 129–136. DOI: <https://doi.org/10.31926/but.es.2021.14.63.1.14>
2. Vasylovskaya K., Kovalov M., Vasylovskiy O., Michailova D. Determining optimal cultivation parameters for a portable hydroponic system using the nutrient film technique. *Asian Journal of Water, Environment and Pollution*. 2025. Vol. 22(3), pp. 185–197. DOI: <https://doi.org/10.36922/ajwep025170132>
3. Resh H.M. *Hydroponic Food Production: A definitive guidebook for the advanced home gardener and the commercial hydroponic grower*. CRC: Press, 2022. P. 642. DOI: <https://doi.org/10.1201/9781003133254>
4. Литвиненко Р., Міхєєнко В. Перспективи використання гідропоніки в Україні для вирощування салатів та овочів. *Матеріали XXII Міжнародної науково-практичної конференції «Екологія. Людина. Суспільство»*. 2021. С. 58–63. DOI: <https://doi.org/10.20535/EHS.2021.232888>
5. Васильковська К.В., Ковальов М.М., Васильковський О.М. Гідропонна установка для вирощування овочевих культур. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб.* 2025. Вип. 55. С. 9–21. DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2025.55.9-21>
6. Купчук І., Мельник О. Математичне моделювання впливу опромінення на продуктивність процесу вирощування рослинної продукції в гідропонній установці. *Herald of Khmelnytskyi National University. Technical sciences*. 2024. Вип. 331(1). С. 83–88. DOI: <https://doi.org/10.31891/2307-5732-2024-331-14>
7. Lima A. H. d. F., Salles J. S., Vendruscolo E. P., Seron C. d. C., de Freitas R. S., de Lima S. F., Sant'An, G.R., Costa E. Management of Inoculation with Bradyrhizobium japonicum and Application of Vitamins for Hydroponic Soybean Cultivation. *International Journal of Microbiology*. 2024. Vol. 2024, pp. 1–9. DOI: <https://doi.org/10.1155/2024/4463693>
8. Kozai T., Nakaoka H., Lu N., Nguyen D. T. P., Hayashi, E. Research and Development Challenges Faced by Plant Factories to Solve Global Problems: From the Perspectives of Civilization and Culture. *Horticulturae*. 2025. Vol. 11(7), 793. DOI: <https://doi.org/10.3390/horticulturae11070793>
9. J. Benton Jones Jr. *Hydroponics: A Practical Guide for the Soilless Grower*. CRC Press. 2004. P. 438.
10. Savvas D., Neocleous D. Developments in soilless/hydroponic cultivation of vegetables. (in book: *Achieving sustainable cultivation of vegetables*). Burleigh Dodds Science Publishing, 2019. P. 34.
11. Портативна гідропонна установка: пат. 161674 Україна: МПК A01G31/00 / Ковальов М.М., Васильковська К.В., Михайлова Д., Васильковський О.М. (Україна). заявник і патентотримач Центральноукраїнський національний технічний університет. № u202502061; заявл. 06.05.2025; опубл. 25.12.2025, Бюл. № 52/2025. URL: <https://sis.nipo.gov.ua/uk/search/detail/1891980/>
12. Барановський В.М., Борецька Т.Ю., Когут В.М. Інтерактивний вплив спектрального складу додаткового освітлення та температури кореневої зони на продуктивність гідропонного салату. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2024. № 4(115). С. 24–30. DOI: <https://doi.org/10.37128/2306-8744-2024-4-3>
13. Budavári N., Pé, Z., Helyes L., Takács S., Nemeskéri E. An Overview on the Use of Artificial Lighting for Sustainable Lettuce and Microgreens Production in an Indoor Vertical Farming System. *Horticulturae*, 2024. Vol. 10, No. 9. P. 938. DOI: <https://doi.org/10.3390/horticulturae10090938>
14. Sahara A, Saputra R.H, Asis M, Lawasnitro A. Design of Hydroponic Planting Media Based on Solar Cell Power. In: *Conference: 2021 7 th International Conference on Electrical, Electronics and Information Engineering (ICEEIE)*. Malang, Indonesia: IEEE. 2021. DOI: <https://doi.org/10.1109/ICEEIE52663.2021.9616657>
15. Васильковський О., Лещенко С., Васильковська К., Петренко Д. Підручник дослідника: Навчальний посібник для студентів агротехнічних спеціальностей. Харків : Мачулін, 2016. 204 с.

Referencis

1. Vasylovskaya K., Vasylovskiy O., Popova S., & Malakhovskaya V. (2021). The directions for optimizing Ukraine's export potential of grain crops in the context of changing climatic conditions. *Bulletin of the*

- Transilvania University of Braşov. Series V: Economic Sciences*, 14(63)-1, 129–136. DOI: <https://doi.org/10.31926/but.es.2021.14.63.1.14>
2. Vasylykovska, K., Kovalov, M., Vasylykovskiy, O., & Michailova, D. (2025). Determining optimal cultivation parameters for a portable hydroponic system using the nutrient film technique. *Asian Journal of Water, Environment and Pollution*, 22(3). 185–197. DOI: <https://doi.org/10.36922/ajwep025170132>
 3. Resh H.M. (2022). *Hydroponic Food Production: A Definitive Guidebook for the Advanced Home Gardener and the Commercial Hydroponic Grower*. CRC Press. DOI: <https://doi.org/10.1201/9781003133254>
 4. Lytvynenko, R., & Mikhieienko, V. (2021). Prospects for the use of hydroponics in Ukraine for growing salads and vegetables. *Materialy XKHII Mizhnarodnoi naukovo-praktychnoi konferentsii «Ekolohiia. Liudyna. Suspilstvo» – Materials of the XXII International Scientific and Practical Conference 'Ecology. Man. Society'.* 58–63. DOI: <https://doi.org/10.20535/EHS.2021.232888> [in Ukrainian]
 5. Vasylykovska, K.V., Kovalov, M.M., & Vasylykovskiy, O.M. (2025). Hydroponic system for growing vegetables. *Design, manufacture and operation of agricultural machinery. National interdepartmental scientific and technical collection*, 55, 9–21. DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2025.55.9-21> [in Ukrainian]
 6. Kupchuk, I., & Melnyk, O. (2024). Mathematical modelling of the effect of irradiation on the productivity of plant cultivation in a hydroponic facility. *Herald of Khmelnytskyi National University. Technical sciences*, 331(1). 83–88. DOI: <https://doi.org/10.31891/2307-5732-2024-331-14> [in Ukrainian]
 7. Lima A. H. d. F., Salles J. S., Vendruscolo E. P., Seron C. d. C., de Freitas R. S., de Lima S. F., Sant’An, G.R., Costa E. (2024). Management of Inoculation with *Bradyrhizobium japonicum* and Application of Vitamins for Hydroponic Soybean Cultivation. *International Journal of Microbiology*, 2024, 1–9. DOI: <https://doi.org/10.1155/2024/4463693>
 8. Kozai, T., Nakaoka, H., Lu, N., Nguyen, D.T.P., & Hayashi, E. (2025). Research and Development Challenges Faced by Plant Factories to Solve Global Problems: From the Perspectives of Civilization and Culture. *Horticulturae*, 11(7). 793. DOI: <https://doi.org/10.3390/horticulturae11070793>
 9. Benton Jones Jr., J. (2004). *Hydroponics: A Practical Guide for the Soilless Grower*. CRC Press, 438.
 10. Savvas D., Neocleous D. (2019). Developments in soilless/hydroponic cultivation of vegetables. (in book: *Achieving sustainable cultivation of vegetables*). Burleigh Dodds Science Publishing, 34.
 11. Kovalov, M.M.; Vasylykovska, K.V.; Michailova, D.; Vasylykovskiy, O.M. (2025). Portatyvna hidroponna ustanovka [Portable Hydroponic System] : patent 161674 Ukraine: A01G31/00. No. u202502061; applied on 06.05.2025; published on 25.12.2025, Bulletin No. 52/2025. URL: <https://sis.nipo.gov.ua/uk/search/detail/1891980/> [in Ukrainian]
 12. Baranovskiy, V., Boretska, T., & Kohut, V. (2024). Interactive impact of the spectral composition of additional lighting and root zone temperature on the productivity of hydroponic lettuce. *Vibrations in engineering and technology*. 4(115). 24–30. DOI: <https://doi.org/10.37128/2306-8744-2024-4-3> [in Ukrainian]
 13. Budavári, N., Pé, Z., Helyes, L., Takács, S., & Nemeskéri, E. (2024). An Overview on the Use of Artificial Lighting for Sustainable Lettuce and Microgreens Production in an Indoor Vertical Farming System. *Horticulturae*, 10(9), 938. DOI: <https://doi.org/10.3390/horticulturae10090938>
 14. Sahara, A, Saputra, R.H, Asis, M, & Lawasnitro, A. (2021). Design of Hydroponic Planting Media Based on Solar Cell Power. In: *Conference 7 th International Conference on Electrical, Electronics and Information Engineering (ICEEIE)*. Malang, Indonesia: IEEE. DOI: <https://doi.org/10.1109/ICEEIE52663.2021.9616657>
 15. Vasylykovskiy, O., Leshchenko, S., Vasylykovska, K., & Petrenko, D. (2016). *Researcher's Handbook: A Study Guide for Students of Agricultural Engineering Majors*. Kharkiv : Machulin [in Ukrainian].

Kateryna Vasylykovska, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Mykola Kovalov**, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Valentyna Malakhovska**

Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine

Justification of Optimal Parameters for a Batch-Type Hydroponic System

Ensuring that people have access to a balanced diet that meets their daily caloric needs is the foundation of food security both in Ukraine and around the world. As the full-scale war has significantly exacerbated the global food crisis, the traditional agricultural sector has faced unprecedented challenges. This is forcing us to rethink our approaches to food production and turn our attention to innovative closed agricultural systems, particularly vertical farming, as a tool for local and independent production. In a sense, vertical farming represents a breakthrough in agricultural production, eliminating problems such as soil scarcity and water shortages caused by changing climatic conditions. And it is hydroponics – where plants are grown in a nutrient solution in water instead of soil – that is the technological system capable of solving the problem of soil scarcity,

ensuring a year-round supply of vegetables to the market, and, more broadly, ensuring the country's food security.

The aim of this study is to select the optimal parameters for a portable hydroponic system using intermittent flooding and the corresponding plant cultivation technology, which will increase plant productivity through the use of phytomatrices with varying ratios of red to blue light components, different densities of photosynthetic photon flux, and the use of a nutrient solution based on biological preparations.

To optimize the efficiency of growing vegetable and berry crops, the design of the experimental portable flood-and-drain system was improved with an enhanced integrated artificial lighting system based on specialized phytomatrices. The proposed technological solutions in the modernized portable hydroponic system for periodic flooding make it possible, when growing basil, to optimize the initial conditions for vegetation and increase seed germination energy and the accumulation of plant green mass, reduce the duration of plant maturation, and intensify leaf mass growth. The selection of optimal lighting contributes to more stable photosynthesis under the established microclimate conditions inside the system.

Thus, after analyzing the statistical data from the experimental studies, it can be concluded that when growing basil plants in a modernized portable intermittent-flooding hydroponic system to achieve stable photosynthesis without leaf scorch and acceptable microclimate conditions inside the system, the optimal ratio of red to blue light sources ranges from 1:6 to 1:8 units in phytomatrices. Furthermore, the optimal range for photosynthetic photon flux density (light intensity) is between 250 $\mu\text{mol}/\text{m}^2/\text{s}$ and 270 $\mu\text{mol}/\text{m}^2/\text{s}$, which is the most effective.

hydroponic system, intermittent flooding, growing media, light intensity, productivity

Одержано (Received) 16.06.2026

Прорецензовано (Reviewed) 23.06.2026

Прийнято до друку (Approved) 26.06.2026

УДК 631.362.36

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2026.56.60-69>

М. В. Кришко

*Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна
e-mail: misha.kryshko@gmail.com*

Експериментальні дослідження роботи струнного решета

Робота присвячена експериментальному визначенню раціональної робочої довжини струнного решета зерноочисної машини. Струнне решета є перспективними сепарувальними робочими органами завдяки самоочищенню робочої поверхні, низькій металомісткості та зниженій схильності до забивання порівняно з пробивними решетами, проте їхні раціональні розміри суттєво залежать від умов роботи.

Метою дослідження було встановлення впливу подачі зернового матеріалу, кута нахилу решета та вологості зерна на робочу довжину струнного решета, потрібну для завершення процесу сепарування. Дослідження виконано методом повного факторного експерименту типу ПФЕ 2³. Відтворюваність результатів підтверджено за критерієм Кохрена, статистичну значущість коефіцієнтів – за критерієм Стюдента, адекватність моделі – за критерієм Фішера.

Отримано адекватне рівняння регресії, яке описує залежність потрібної робочої довжини решета від змінних факторів. Установлено, що найбільший вплив має подача матеріалу, при цьому вологість зерна і кут нахилу решета є менш впливовими. Виявлено, що збільшення всіх факторів погіршує процес просіювання зерна, збільшуючи потрібну робочу довжину решета. Результати можуть бути використані для обґрунтування конструктивних параметрів струнних решіт зерноочисних машин.

струнне решето, робоча довжина, сепарування зерна, вологість зерна, повний факторний експеримент, рівняння регресії, поверхня відгуку

Постановка проблеми. Якість і енергоефективність зерноочисних машин значною мірою визначаються конструкцією та режимами роботи сепарувальних робочих органів. Поряд із традиційними пробивними та зварними решетами все частіше увага дослідників зосереджується на струнних решетах, робоча поверхня яких утворена системою паралельно натягнутих струн, або таких, що розширюються в бік руху зернового матеріалу [1, 10-12, 16-19, 24]. Такі решета мають ряд переваг: вони самоочищаються під час коливань, мають меншу металомісткість, краще пропускають дрібну фракцію і менш схильні до забивання вологим і засміченим матеріалом, а крім того, їх потенціал ефективності, з позиції забезпечення площі живого перерізу, має найвищі значення [3, 7, 10, 12].

Найбільш важливі параметри решіт, які визначають питому продуктивність – їх ширина і довжина. Причому робоча довжина, на якій завершується відокремлення зерна від домішок, істотно залежить від подачі матеріалу, кута нахилу решета та фізико-механічних властивостей зерна, насамперед його вологості. Завищена робоча довжина призводить до зростання габаритів і матеріаломісткості машини, занижена – до неповного сепарування та втрат. Тому обґрунтування раціональної робочої довжини струнного решета з урахуванням умов його роботи є актуальним завданням.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Питанням сепарування зерна на решетах різних типів та плануванню відповідних експериментальних досліджень присвячено значну кількість праць [2, 4-6, 13-15, 21-24]. Класичні методики планування багатofакторного експерименту й статистичного оброблення результатів дають змогу за мінімальної кількості дослідів отримувати адекватні математичні моделі процесу та оцінювати ступінь впливу окремих чинників [8, 20]. Разом із тим, вплив вологості зерна на робочу довжину саме струнних решіт у наявних джерелах висвітлено недостатньо: більшість досліджень виконано для сухого матеріалу або без виокремлення вологості як самостійного фактора. Оскільки підвищення вологості суттєво погіршує плинність і просіюваність зернового матеріалу, його врахування при обґрунтуванні параметрів струнного решета є необхідним.

Постановка завдання. Метою роботи є експериментальне встановлення впливу подачі зернового матеріалу, кута нахилу решета та вологості зерна на робочу довжину струнного нерухомого (безпривідного) решета, потрібну для завершення сепарування, а також отримання адекватної регресійної моделі процесу розділення для обґрунтування раціональних параметрів робочого органу.

Виклад основного матеріалу. Для проведення експериментів нами було розроблено і виготовлено лабораторну установку (рис. 1), основою якої є оригінальне решето, оснащене струнами з полімеру Dyneema, діаметром 0,13 мм. Робочі отвори (канали) мають початковий розмір 2 мм і розширюються в бік руху матеріалу, забезпечуючи умову самоочищення від забивання.

Регулювання подачі здійснювали заслінкою, положення якої було попередньо відтаровано. Кут нахилу решета змінювали підняттям опори бункера. Вологість матеріалу (пшениці) на нижньому рівні була природньою і становила 12,3%. Збільшували вологість шляхом штучного зволоження і витримували 4 години перед проведенням дослідів.

Вимірювання вологості здійснювали експрес-методом за допомогою лабораторного вологоміру WILE 55 (рис.2).

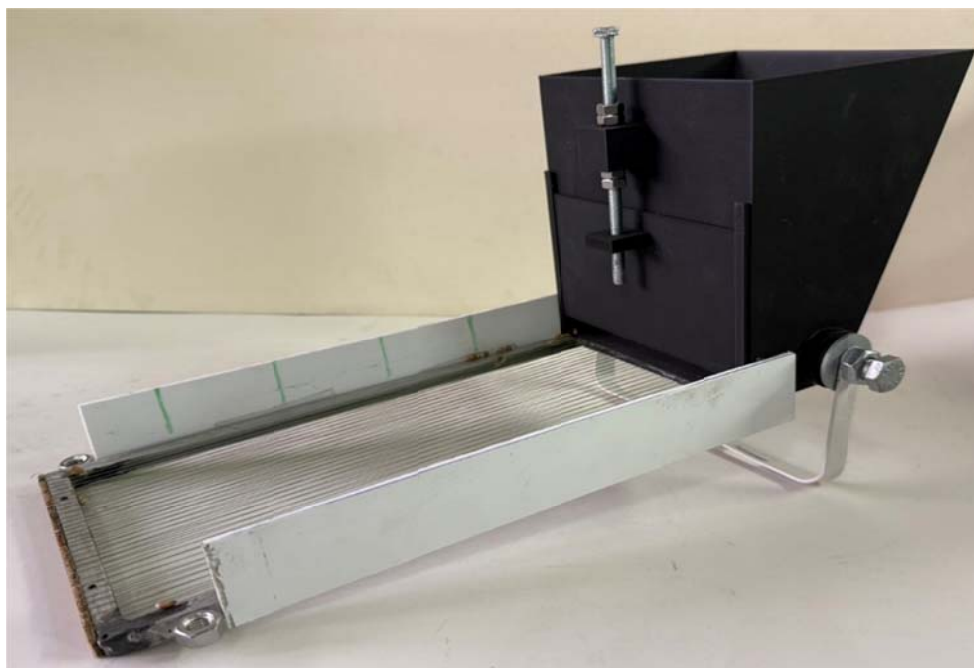


Рисунок 1 – Лабораторний безпривідний струнний сепаратор зерна

Джерело: розроблено автором

Під час проведення дослідів критерієм оцінки процесу було прийнято робочу довжину струнного решета L , мм – довжину ділянки, на якій досягається повне просіювання зерна. Дослідження проводили методом повного факторного експерименту типу ПФЕ 2^3 . Нами розширено попередній експеримент [17] і проведено вивчення процесу під впливом трьох факторів: подачі зернового матеріалу Q , кута нахилу решета α та вологості зерна W . Кожен дослід повторювали тричі у рандомізованому порядку для підвищення достовірності результатів і зменшення величин діючих похибок.

Рівні та інтервали варіювання факторів наведено в табл. 1.



Рисунок 2 – Лабораторний вологомір зерна

Джерело: розроблено автором

Таблиця 1 – Рівні та інтервали варіювання факторів

Фактор	Натур. позн.	Кодове позн.	Нижній рівень	Нульовий рівень	Верхній рівень	Інтервал
Подача, кг/год	Q	x_1	360	530	700	175
Кут нахилу решета, град	α	x_2	25	27,5	30	3
Вологість зерна, %	W	x_3	12,3	14,2	16,1	1,9

Залежність функції відгуку від кодованих факторів описували неповним поліномом першого порядку з ефектами взаємодії:

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 + b_{123}x_1x_2x_3, \quad (1)$$

де b_0 – вільний член; b_1, b_2, b_3 – коефіцієнти, що характеризують вплив відповідних факторів; $b_{12}, b_{13}, b_{23}, b_{123}$ – коефіцієнти ефектів взаємодії; x_1, x_2, x_3 – кодовані значення факторів.

План-матрицю повного факторного експерименту (ПФЕ 2^3) наведено в табл. 2.

Таблиця 2 – План-матриця ПФЕ 2^3

№	x_1	x_2	x_3	x_1x_2	x_1x_3	x_2x_3	$x_1x_2x_3$
1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	-1
2	+1	-1	-1	-1	-1	+1	+1
3	-1	+1	-1	-1	+1	-1	+1
4	+1	+1	-1	+1	-1	-1	-1
5	-1	-1	+1	+1	-1	-1	+1
6	+1	-1	+1	-1	+1	-1	-1
7	-1	+1	+1	-1	-1	+1	-1
8	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1

Результати дослідів за повторностями та обчислені середні значення й вибіркві дисперсії наведено в табл. 3.

Таблиця 3 – Результати експериментальних досліджень

№	Дослідні значення $\bar{y}_i$, мм за повторностями			Середнє $\bar{y}_i$, мм	Дисперсії $S^2_{y_i}$
	I	II	III		
1	94	98	102	98	0,16
2	145	148	151	148	0,09
3	118	121	124	121	0,09
4	172	176	180	176	0,16
5	116	119	122	119	0,09
6	170	174	178	174	0,16
7	142	145	148	145	0,09
8	201	205	209	205	0,16

Однорідність дисперсій (відтворюваність дослідів) перевіряли за критерієм Кохрена і встановили, що досліді є відтворюваними, оскільки виконується умова:

$$G = 0,16 < G(0,05; 8; 2) = 0,5157. \quad (2)$$

Після проведення розрахунків коефіцієнтів, нами отримано рівняння регресії

$$Y = 149,4 + 26,4 x_1 + 12,4 x_2 + 13,6 x_3 + 2,4 x_1 x_2 + 0,1 x_1 x_3 - 0,4 x_2 x_3. \quad (3)$$

Перевіривши значущість коефіцієнтів за критерієм Стюдента, виявили, що попарна взаємодія факторів не впливає на процес, тому скоротили отримане рівняння до вигляду

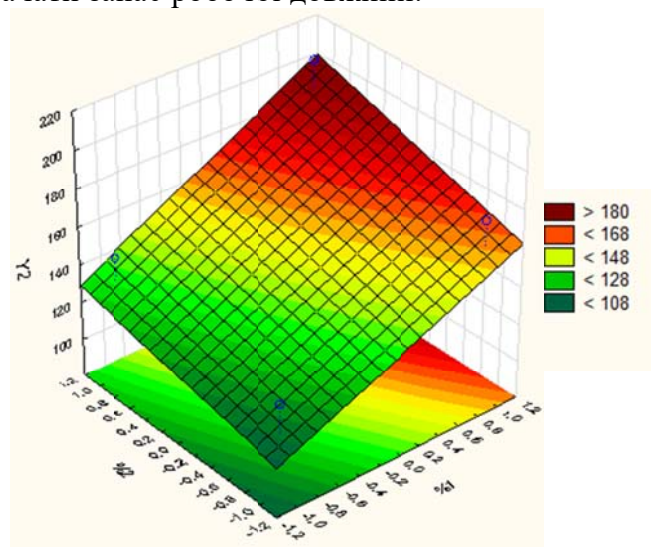
$$Y = 149,4 + 26,4 x_1 + 12,4 x_2 + 13,6 x_3. \quad (4)$$

Адекватність моделі перевіряли за критерієм Фішера і встановили, що побудована модель адекватно описує досліджуваний процес, оскільки виконується умова:

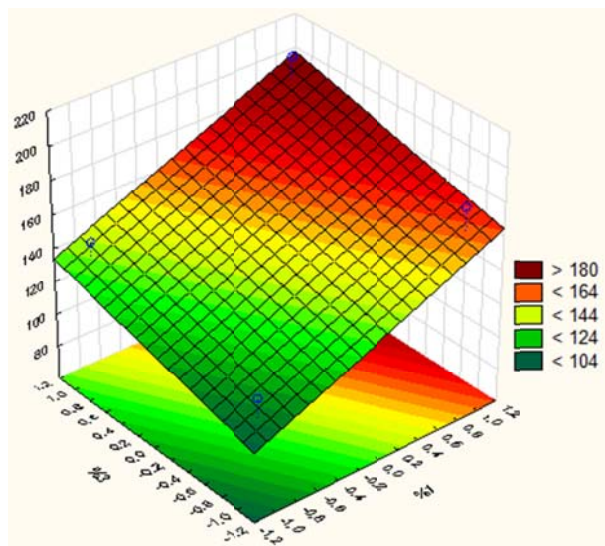
$$F = 1,77 < F(0,05; 4; 16) = 3,01. \quad (5)$$

Аналіз рівняння (4) показує, що всі три фактори збільшують потрібну робочу довжину решета. Найбільший вплив справляє подача зернового матеріалу, що пояснюється зростанням товщини шару, в результаті чого нижні зерна довше досягають робочої поверхні, що подовжує зону сепарування. Вплив кута нахилу пояснюється збільшенням швидкості і скороченням часу контакту зерна з решетом за більших кутів. Підвищення вологості передбачувано погіршує плинність і просіюваність зерна, внаслідок чого для завершення сепарування потрібна більша довжина решета.

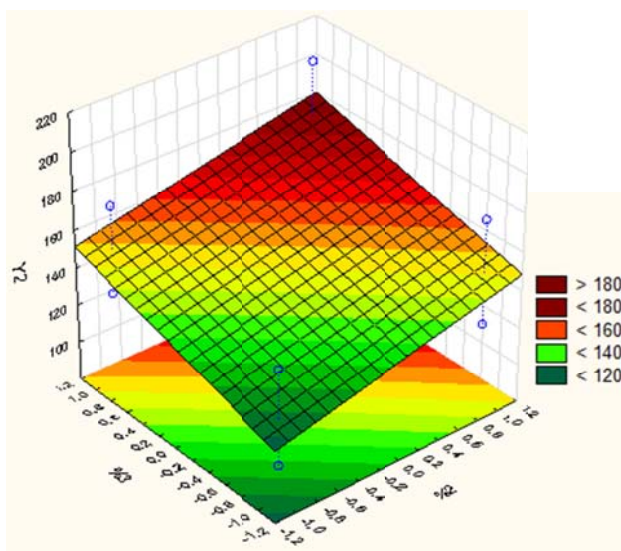
Побудовані поверхні відгуку (рис.3) дозволяють наочно спостерігати отримані закономірності і підтверджують монотонне зростання робочої довжини решета з підвищенням усіх трьох факторів. Найменша робоча довжина – близько 100 мм досягається за мінімальних значень подачі, кута нахилу та вологості, найбільша – понад 200 мм – за їх максимальних значень. З огляду на це раціональні параметри струнного решета доцільно обирати в зоні нижніх рівнів факторів за умови забезпечення потрібної продуктивності машини, а для роботи з вологим зерном слід передбачати запас робочої довжини.



а)



б)



в)

Рисунок 3 – Поверхні відгуку довжини решета від діючих факторів:
 а – від подачі x_1 і кута нахилу x_2 ; б – від подачі x_1 і вологості x_3 ; в – кута нахилу x_2
 вологості x_3

Джерело: розроблено автором

Висновки.

1. Методом повного факторного експерименту ПФЕ 2^3 експериментально встановлено вплив подачі зернового матеріалу, кута нахилу решета та вологості зерна на робочу довжину струнного решета й отримано адекватне рівняння регресії.

2. Усі три фактори збільшують потрібну робочу довжину решета; найбільший вплив справляє подача матеріалу, тоді як вплив вологості зерна сумірний із впливом кута нахилу. Підвищення вологості з 12 до 16 % збільшує робочу довжину приблизно на 10%, що необхідно враховувати під час проєктування решіт для роботи з вологим зерном.

3. У дослідженій області робоча довжина струнного решета змінюється в межах 9,8–20,5 см; раціональні параметри доцільно обирати в зоні нижніх рівнів факторів за збереження потрібної продуктивності машини.

Список літератури

1. Koban Y., Vasylykovskiy O., Luzan P., Petrenko D. Ensuring grain cleaning in blackout conditions: substitution and minimization of energy consumption of air and sieve separation of grain materials. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2026. Вип. 1 (132). С. 67–72. DOI: <https://doi.org/10.37128/2520-6168-2026-1-6>
2. Stepanenko, S., & Kotov, B. Theoretical research of separation process grain mixtures. *Machinery & Energetics*. 2019. 10(4), 137–143. DOI: 10.31548/machenergy.2019.04.147-153.
3. Vasylykovskiy O., Vasylykovska K., Luzan P., Korol S. (2025). Analysis of the energy performance of a centrifugal pneumatic sieve separator. *INMATEH - Agricultural Engineering*, 77(3). 1414–1422. (DOI: <https://doi.org/10.35633/inmateh-77-113>)
4. Аналіз конструкцій плоских решіт зерноочисних машин / Бажан І. М., Олексієнко Д. С., Васильковський О. М., Лещенко С. М. *Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції «Досягнення та перспективи галузі виробництва, переробки і зберігання сільськогосподарської продукції»*. Кропивницький : ЦНТУ, 2023. С. 57–59.
5. Бажан І.М., Васильковський О.М., Лещенко С.М. Підвищення ефективності решітної сепарації зерна. *The 9th International scientific and practical conference “Modern science: trends, challenges, solutions”*. Cognum Publishing House, Liverpool, United Kingdom. 2026. P. 113–120. URL: <https://sci-conf.com.ua/wp-content/uploads/2026/04/MODERN-SCIENCE-TRENDS-CHALLENGES-SOLUTIONS-9-11.04.26.pdf#page=113>
6. Васильковський О. М. Розробка конструкції та обґрунтування параметрів відцентрового решітного сепаратора зерна: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.11. Кіровоград, 2001. 18 с.
7. Васильковський О. М., Васильковський М. І., Осипов І.М. Обґрунтування ширини робочого каналу решета інерційного прямооточного сепаратора. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: Загальнодержавний міжвідомчий наук.-техн. збірник*. Кіровоград : КДТУ. 2002. Вип. 32. С. 121–124.
8. Васильковський О. М., Лещенко С. М., Мороз С. М., Петренко Д. І., Нестеренко О. В. Попередні дослідження струнного решета. *Modern science: innovations and prospects. Proceedings of the 14th International scientific and practical conference. SSPG Publish, Stockholm, Sweden*. 2022. pp. 276–284. URL: <https://sci-conf.com.ua/xiv-mizhnarodna-naukovo-praktichna-konferentsiya-modern-science-innovations-and-prospects-16-18-10-2022-stokholm-shvetsiya-arhiv/>
9. Васильковський О., Лещенко С., Васильковська К., Петренко Д. Підручник дослідника: навчальний посібник для студентів агротехнічних спеціальностей. Харків : Мачулін, 2016. 204 с.
10. Васильковський О.М., Васильковський М.І., Осипов І.М. Обґрунтування принципової схеми високопродуктивного сепаратора зерна. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: загальнодерж. міжвід. наук.-техн. збірник*. 2002. Вип. 32. С. 135–140.
11. Васильковський О.М., Лещенко С.М., Петренко Д.І., Мороз С.М., Нестеренко О.В. Попередні дослідження пасивного струнного решета. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин : загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб*. Вип. 52. 2022. С. 73-80. (DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2022.52.73-80>)
12. Волик Д., Гур'євська О., Васильковський О. Результати експериментального дослідження пасивного струнного решета. *Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції «Досягнення та перспективи галузі виробництва, переробки і зберігання сільськогосподарської продукції»*. Кропивницький : ЦНТУ, 2022. С. 58-61.
13. До створення концепції «ідеального» решета зернового сепаратора / Васильковський О. М., Лещенко С. М., Мороз С. М., Нестеренко О. В. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин : загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб*. Вип. 50. 2020. С. 52–58. <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2020.50.52-58>.
14. Завгородній О.І. Наукові основи процесів очищення отворів решіт зерноочисних машин: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.11. Харків, 2001. 37 с.
15. Інтенсифікація процесу сепарації зерна на плоскому колиальному решеті із зигзаговидним розташуванням отворів / Бажан І.М., Васильковський О.М., Лещенко С.М., Амосов В.В. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб*. Вип. 54. 2024. С. 192–202. <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2024.54.192-202>.
16. Котов Б. І., Степаненко С. П., Пастушенко М. Г. Тенденції розвитку конструкцій машин та обладнання для очищення і сортування зерно матеріалів. *Конструювання, виробництво та*

- експлуатація сільськогосподарських машин: загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб. 2003. Вип. 33. С.53–59.
17. Кришко М.В., Васильковський О.М. Аналіз переваг і недоліків струнних решіт зерноочисних машин. *Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції «Досягнення та перспективи галузі виробництва, переробки і зберігання сільськогосподарської продукції»*. Кропивницький: ЦНТУ. 2025. С. 11–13. URL: <https://kntu.kr.ua/file/content/19401/zbirnyk-tez.pdf#page=11>
 18. Кришко М., Олексієнко Д., Васильковський О. Визначення необхідної довжини пасивного струнного решета. *Матеріали VI міжнародної науково-практичної Інтернет-конференції «Інновації: теорія і практика»*. Кропивницький : АПН, 2025. С. 16–19. URL: <https://apn.biz.ua/edition>
 19. Мороз С. М., Васильковський М. І., Васильковський О. М. Обґрунтування діаметрів стержнів пруткового решета. *Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація*. 2004. Вип. 14. С. 72–78.
 20. Мороз С. М., Васильковський М.І., Васильковський О.М. До визначення довжини пруткового решета. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб.* 2003. Вип. 33. С. 121–124.
 21. Основи наукових досліджень. Перші наукові кроки : навч. посіб. для студ. агротехн. спец. / О.М. Васильковський, С.М. Лещенко, К.В. Васильковська, Д.І. Петренко. Харків : Мачулін, 2019. 164 с.
 22. Переверзєв А.В., Бажан І.М., Васильковський О.М. Визначення довжини плоского решета. *Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції «Досягнення та перспективи галузі виробництва, переробки і зберігання сільськогосподарської продукції»*. Кропивницький : ЦНТУ, 2025. С. 18–21. URL: <https://kntu.kr.ua/file/content/19401/zbirnyk-tez.pdf#page=18>
 23. Підвищення ефективності попереднього очищення зернових сумішей / С.М. Лещенко, О.М. Васильковський, М.І. Васильковський, В.В. Гончаров . *Сільськогосподарські машини*: зб. наук. ст. Вип. 18. Луцьк: ред. вид. відділ ЛНТУ, 2009. С. 230–234.
 24. Підвищення ефективності роботи зерноочисних машин загального призначення / М.І. Васильковський, О.М. Васильковський, М.М. Косінов та ін. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб.* 2001. Вип. 30. С. 71–74.
 25. Розробка нової конструкції пневморешітної зерноочисної машини. Том 1. Обґрунтування параметрів транспортера-сепаратора / В.М. Сало та ін. Кіровоград : СПД ФО Лисенко В.Ф., 2014. 108 с.

References

1. Koban, Y., Vasylovskiy, O., Luzan, P., & Petrenko, D. (2026). Ensuring grain cleaning in blackout conditions: substitution and minimization of energy consumption of air and sieve separation of grain materials. *Tekhnika, Enerhetyka, Transport APK*, Issue 1 (132), 67–72. DOI: <https://doi.org/10.37128/2520-6168-2026-1-6>
2. Stepanenko, S., & Kotov, B. (2019). Theoretical research of separation process grain mixtures. *Machinery & Energetics*, 10 (4), 137–143. DOI: 10.31548/machenergy.2019.04.147-153
3. Vasylovskiy, O., Vasylovskaya, K., Luzan, P., Korol, S. (2025). Analysis of the energy performance of a centrifugal pneumatic sieve separator. *INMATEH – Agricultural Engineering*. Vol. 77, No. 3. P. 1414–1422. DOI: <https://doi.org/10.35633/inmateh-77-113>
4. Bazhan, I. M., Oleksiienko, D. S., Vasylovskiy, O. M., & Leshchenko, S. M. (2023). Analysis of flat sieve designs of grain-cleaning machines. *Materialy Vseukrainskoi naukovopraktychnoi konferentsii "Dosiahnennia ta perspektyvy haluzi vyrobnytstva, pererobky i zberihannia silskohospodarskoi produktsii"*. Kropyvnytskyi: TsNTU, P. 57–59. [in Ukrainian].
5. Bazhan, I. M., Vasylovskiy, O. M., & Leshchenko, S. M. (2026). Improving the efficiency of sieve separation of grain. *The 9th International scientific and practical conference "Modern science: trends, challenges, solutions"*. Cognum Publishing House, Liverpool, United Kingdom, P. 113–120. URL: <https://sci-conf.com.ua/wp-content/uploads/2026/04/MODERN-SCIENCE-TRENDS-CHALLENGES-SOLUTIONS-9-11.04.26.pdf#page=113> [in Ukrainian].
6. Vasylovskiy, O. M. (2001). *Development of the design and substantiation of parameters of a centrifugal sieve grain separator*. Extended abstract of candidate's thesis. Kirovohrad [in Ukrainian].
7. Vasylovskiy, O. M., Vasylovskiy, M. I., & Osypov, I. M. (2002). Substantiation of the working channel width of the sieve of an inertial straight-flow separator. *Konstruiuvannia, vyrobnytstvo ta ekspluatatsiia silskohospodarskykh mashyn: Zahalnodержavnyi mizhvidomchyi naukovotekhnichniy zbirnyk*, 32, 121–124. [in Ukrainian].
8. Vasylovskiy, O. M., Leshchenko, S. M., Moroz, S. M., Petrenko, D. I., & Nesterenko, O. V. (2022). Preliminary studies of a string sieve. *Modern science: innovations and prospects. Proceedings of the 14th*

- International scientific and practical conference*. SSPG Publish, Stockholm, Sweden, P. 276–284. URL: <https://sci-conf.com.ua/xiv-mizhnarodna-naukovo-praktichna-konferentsiya-modern-science-innovations-and-prospects-16-18-10-2022-stokholm-shvetsiya-arhiv/> [in Ukrainian].
9. Vasylovskiy, O., Leshchenko, S., Vasylovskaya, K., & Petrenko, D. (2016). *Researcher's handbook: a study guide for students of agrotechnical specialties*. Kharkiv : Machulin [in Ukrainian].
 10. Vasylovskiy, O. M., Vasylovskiy, M. I., & Osyov, I. M. (2002). Substantiation of the schematic diagram of a high-performance grain separator. *Konstruiuvannya, vyrobnytstvo ta ekspluatatsiia silskohospodarskykh mashyn: Zahalnodержavnyi mizhvidomchyi naukovo-tekhnichnyi zbirnyk*, 32, 135–140. [in Ukrainian].
 11. Vasylovskiy, O. M., Leshchenko, S. M., Petrenko, D. I., Moroz, S. M., Nesterenko, O. V. (2022). Preliminary studies of a passive string sieve. *Konstruiuvannya, vyrobnytstvo ta ekspluatatsiia silskohospodarskykh mashyn. Zahalnodержavnyi mizhvidomchyi naukovo-tekhnichnyi zbirnyk*, 52, 73–80. DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2022.52.73-80> [in Ukrainian].
 12. Volyk, D., Hurievska, O., & Vasylovskiy, O. (2022). Results of an experimental study of a passive string sieve]. *Materialy Vseukrainskoi naukovo-praktychnoi konferentsii "Dosiahennia ta perspektyvy haluzi vyrobnytstva, pererobky i zberihannia silskohospodarskoi produktsii"*. Kropyvnytskyi : TsNTU, P. 58–61. [in Ukrainian].
 13. Vasylovskiy, O. M., Leshchenko, S. M., Moroz, S. M., & Nesterenko, O. V. (2020). Towards the concept of an "ideal" sieve of a grain separator. *Konstruiuvannya, vyrobnytstvo ta ekspluatatsiia silskohospodarskykh mashyn: Zahalnodержavnyi mizhvidomchyi naukovo-tekhnichnyi zbirnyk*, 50, 52–58. DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2020.50.52-58> [in Ukrainian].
 14. Zavorodnii, O. I. (2001). *Scientific foundations of the processes of cleaning the openings of grain-cleaning machine sieves*. Extended abstract of doctor's thesis. Kharkiv [in Ukrainian].
 15. Bazhan, I. M., Vasylovskiy, O. M., Leshchenko, S. M., & Amosov, V. V. (2024). Intensification of the grain separation process on a flat oscillating sieve with a zigzag arrangement of openings. *Konstruiuvannya, vyrobnytstvo ta ekspluatatsiia silskohospodarskykh mashyn: Zahalnodержavnyi mizhvidomchyi naukovo-tekhnichnyi zbirnyk*, 54, 192–202. DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2024.54.192-202> [in Ukrainian].
 16. Kotov, B. I., Stepanenko, S. P., Pastushenko, M. H. (2003). Trends in the development of machine and equipment designs for cleaning and sorting grain materials. *Konstruiuvannya, vyrobnytstvo ta ekspluatatsiia silskohospodarskykh mashyn: Zahalnodержavnyi mizhvidomchyi naukovo-tekhnichnyi zbirnyk*, 33, 53–59. [in Ukrainian].
 17. Kryshko, M. V., & Vasylovskiy, O. M. (2025). Analysis of advantages and disadvantages of string sieves of grain-cleaning machines. *Materialy Vseukrainskoi naukovo-praktychnoi konferentsii "Dosiahennia ta perspektyvy haluzi vyrobnytstva, pererobky i zberihannia silskohospodarskoi produktsii"*. Kropyvnytskyi : TsNTU, P. 11–13. URL: <https://kntu.kr.ua/file/content/19401/zbirnyk-tez.pdf#page=11> [in Ukrainian].
 18. Kryshko, M., Oleksienko, D., & Vasylovskiy, O. (2025). Determination of the required length of a passive string sieve. *Materialy VI mizhnarodnoi naukovo-praktychnoi Internet-konferentsii "Innovatsii: teoriia i praktyka"*. Kropyvnytskyi : APN, P. 16–19. URL: <https://apn.biz.ua/edition> [in Ukrainian].
 19. Moroz, S. M., Vasylovskiy, M. I., & Vasylovskiy, O. M. (2004). Substantiation of the rod diameters of a bar sieve. *Tekhnika v silskohospodarskomu vyrobnytstvi, haluzeve mashynobuduvannya, avtomatyzatsiia*, 14, 72–78. [in Ukrainian].
 20. Moroz, S. M., Vasylovskiy, M. I., & Vasylovskiy, O. M. (2003). On determining the length of a bar sieve. *Konstruiuvannya, vyrobnytstvo ta ekspluatatsiia silskohospodarskykh mashyn: Zahalnodержavnyi mizhvidomchyi naukovo-tekhnichnyi zbirnyk*, 33, 121–124. [in Ukrainian].
 21. Vasylovskiy, O. M., Leshchenko, S. M., Vasylovskaya, K. V., & Petrenko, D. I. (2019). *Fundamentals of scientific research. First scientific steps*. Kharkiv : Machulin [in Ukrainian].
 22. Pereverziev, A. V., Bazhan, I. M., & Vasylovskiy, O. M. (2025). Determination of the length of a flat sieve. *Materialy Vseukrainskoi naukovo-praktychnoi konferentsii "Dosiahennia ta perspektyvy haluzi vyrobnytstva, pererobky i zberihannia silskohospodarskoi produktsii"*. Kropyvnytskyi : TsNTU, P. 18–21. URL: <https://kntu.kr.ua/file/content/19401/zbirnyk-tez.pdf#page=18> [in Ukrainian].
 23. Leshchenko, S. M., Vasylovskiy, O. M., Vasylovskiy, M. I., & Honcharov, V. V. (2009). Improving the efficiency of preliminary cleaning of grain mixtures. *Silskohospodarski mashyny: zb. nauk. st.*, 18, 230–234. [in Ukrainian].
 24. Vasylovskiy, M. I., Vasylovskiy, O. M., Kosinov, M. M. et al. (2001). Improving the performance of general-purpose grain-cleaning machines. *Konstruiuvannya, vyrobnytstvo ta ekspluatatsiia silskohospodarskykh mashyn: Zahalnodержavnyi mizhvidomchyi naukovo-tekhnichnyi zbirnyk*, 30, 71–74. [in Ukrainian].

25. Salo, V. M. et al. (2014). Development of a new pneumatic-sieve grain-cleaning machine design. Vol. 1. Substantiation of the conveyor-separator parameters. Kirovohrad : SPD FO Lysenko V. F. [in Ukrainian]

Mykhailo Kryshko

Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine

Experimental Studies of the Operation of a String Sieve

This paper is devoted to the experimental determination of the optimal working length of the string screen in a grain cleaning machine. String screens are promising separation elements due to the self-cleaning nature of their working surface, low metal content and reduced susceptibility to clogging compared to perforated screens; however, their optimal dimensions depend significantly on operating conditions.

The aim of the study was to determine the influence of grain feed rate, screen inclination angle and grain moisture content on the working length of the string screen required to complete the separation process. The study was carried out using a full factorial experiment of the PFE 2³ type. The reproducibility of the results was confirmed using the Cochran criterion, the statistical significance of the coefficients using the Student's t-test, and the adequacy of the model using the Fisher criterion.

An adequate regression equation was obtained, describing the dependence of the required working length of the sieve on the variable factors. It was established that material feed rate has the greatest influence, whilst grain moisture content and the angle of inclination of the sieve have a lesser influence. It was found that an increase in all factors impairs the grain sieving process, increasing the required working length of the sieve. The results can be used to justify the design parameters of string screens in grain cleaning machines.

string screen, working length, grain separation, grain moisture content, full factorial experiment, regression equation, response surface

Одержано (Received) 18.06.2026

Прорецензовано (Reviewed) 25.06.2026

Прийнято до друку (Approved) 26.06.2026

УДК 631.816.3

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2026.56.69-77>

О. М. Кобець, доц., канд. техн. наук, Є. І. Лепеть

Дніпровський державний аграрно-економічний університет, м. Дніпро, Україна

e-mail: sadjem1990@gmail.com

Результати порівняльних досліджень пристрою для внесення РМД

Якість поверхневого розподілу агрохімікатів є визначальним чинником ресурсозбереження та екологічної безпеки в рослинництві. Роботу присвячено вирішенню науково-технічної суперечності між необхідністю підтримання регламентованої дисперсності розпилу та деструктивним впливом вітрового навантаження на штангу обприскувача. Представлено результати порівняльних досліджень функціонування базових розпилювачів (РД-4,0, RD.05.SD5-b) та розробленого комбінованого пристрою для внесення рідких мінеральних добрив. На основі розробленого алгоритму бінаризації та сегментації відбитків часток у середовищі Fiji (ImageJ) оцінено фундаментальні параметри осадження: кількість активних плям, інтегральний відсоток покриття, середню площу відбитка та діаметр за Фере. Встановлено, що запропоновані технічні рішення демонструють високу експлуатаційну адаптивність. Визначено, що комбінований дефлекторний пристрій мінімізує падіння коефіцієнта покриття поверхні до 3% при переході у відкрите поле, а комбінований струменевий пристрій зменшує процеси коагуляції та деструктивного гідродару часток. Результати досліджень підтверджують працездатність розробленого пристрою під час стендових та виробничих випробувань.

рідкі мінеральні добрива, комбінований пристрій, розпилювач, водочутливий папір, ImageJ, щільність покриття, штанговий обприскувач, факел розпилу, коагуляція краплин

Постановка проблеми. Сучасні тенденції розвитку світового та вітчизняного агропромислового комплексу характеризуються інтенсифікацією рослинництва, де ключова роль відводиться збалансованому мінеральному живленню сільськогосподарських культур. Ефективне управління ресурсами та підвищення врожайності в умовах кліматичних змін вимагають впровадження високотехнологічних рішень, серед яких особливе місце посідає застосування рідких мінеральних добрив. Популярність рідких форм зумовлена їхньою високою агрохімічною ефективністю, швидкою міграцією у ґрунтовому середовищі, високою доступністю поживних елементів для кореневої системи та точністю дозування [1-2]. Як зазначається у звітах IFA, глобальний перехід до рідких засобів живлення є одним із провідних векторів сталого розвитку світового агровиробництва [3]. На відміну від традиційних гранульованих добрив, використання РМД мінімізує втрати у вигляді пилу та забезпечує кращу фізіологічну реакцію рослин [4, 5].

Основним технічним засобом для реалізації поверхневого та позакореневого внесення рідких добрив у виробничій практиці залишаються штангові обприскувачі [6]. Вони мають суттєві переваги перед іншими технологічними схемами, забезпечуючи ширший діапазон норм внесення, високу продуктивність та універсальність застосування у різні фази вегетації рослин. Проте ефективність технологічного процесу внесення РМД штанговими обприскувачами залежить від технічних параметрів робочих органів – розпилювачів, які відповідають за формування заданого дисперсного складу краплин та структури факела розпилу [7, 8].

Головна науково-технічна суперечність полягає в тому, що під час роботи обприскувача у реальних польових умовах на якість розподілу робочої рідини впливають випадкові збурюючі аеродинамічні фактори (швидкість і пульсація вітрового потоку, турбулентні завихрення за агрегатом тощо) та динамічні коливання штанги [9, 10]. Це призводить до знесення дрібнодисперсних краплин, деформаційного злиття часток, нерівномірності покриття цільової поверхні та, як наслідок, до перевитрати дороговартісних добрив і зниження загальної ефективності живлення. Поширені серійні дефлекторні чи багатоструминні розпилювачі не повною мірою забезпечують стабільність гідравлічних режимів та монолітності відбитків краплин за нестабільних умов відкритого агрофону [11].

З огляду на це, виникає гостра потреба в розробці та впровадженні комбінованого пристрою до обприскувачів, здатного адаптивно трансформувати потенціал гідродинамічного подрібнення потоку рідини, формувати стабілізовані газорідинні факели із заданими метричними характеристиками краплин.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Питанням підвищення якості та рівномірності розподілу робочої рідини по цільовій поверхні під час штангового обприскування приділяється значна увага як у вітчизняній, так і в закордонній науковій спільноті. Модернізація робочих органів обприскувачів та впровадження нових методик оцінки параметрів факела розпилу розвиваються у двох взаємопов'язаних напрямках: оптимізація гідродинамічних характеристик розпилювачів та вдосконалення цифрових інструментів фіксації плям-відбитків краплин.

Ефективним технологічним рішенням для зниження ризику дрейфу робочого розчину та стабілізації дисперсного складу є застосування інжекторних технологій. Так, у дослідженні [12] проведено комплексну оцінку потенціалу зниження знесення робочої рідини інжекторними розпилювачами за різних режимів робочого тиску. Авторами доведено, що насичення рідини повітрям дозволяє суттєво оптимізувати медіанно-масовий діаметр краплин, проте стабільність сформованого газорідинного

факела критично залежить від підтримання регламентованих гідравлічних параметрів, оскільки різкі коливання тиску можуть нівелювати протидію дрейфу рідини.

У вітчизняній науковій школі фундаментальні інженерні підходи до розв'язання цієї проблеми закладені у праці Мележика О. І. [13]. Автор присвятив дисертаційне дослідження покращенню дисперсності розпилення робочих розчинів шляхом наукового обґрунтування геометричних і кінематичних параметрів розпилювальних пристроїв. У роботі акцентовано увагу на фізико-механічних закономірностях дроблення струменя рідини та взаємодії потоку з робочими поверхнями розпилювача.

Точність експериментальних лабораторних та польових досліджень розпилювальних пристроїв залежить також і від надійності методів реєстрації відбитків краплин. Традиційним та найбільш доступним інструментом для цього залишається водочутливий папір. Ключовою проблемою при його використанні є деформаційне злиття та взаємне перекриття плям від краплин за високих норм внесення або підвищеного тиску. Новітній методологічний підхід до вирішення цієї проблеми запропоновано авторами [14], шляхом розробки алгоритму сегментації перекритих краплин. Методика дозволяє розділяти контури плям, що злилися, забезпечуючи значно точнішу характеристику реальної структури покриття та розподілу рідини на цільовій поверхні.

Авторами [15] було проведено порівняльний аналіз поширених спеціалізованих програмних пакетів для аналізу водочутливого паперу з відбитками плям. У роботі доведено, що вибір програмного середовища суттєво впливає на кінцеві розрахункові показники дисперсності. Встановлено, що за умови підвищеної щільності осадження краплин більшість безкоштовних утиліт схильні до недооцінки дрібної фракції через оптичне злиття об'єктів, що вимагає точного калібрування порогів бінаризації та верифікації за допомогою еталонних лабораторних засобів обробки зображень.

Проблема математичної декомпозиції та цифрового аналізу відбитків на водочутливому папері активно досліджується й іншими науковцями. Zhu Н. та його колеги [16] розробили та верифікували спеціалізоване програмне забезпечення «DepositScan», яке базується на інтегрованих алгоритмах ImageJ для швидкого сканування водочутливого паперу та оцінки щільності покриття,

Вагомий внесок у розуміння фізичних обмежень штучних мішеней зроблено у дослідженні, присвяченому оцінці осадження розпилу на основі обробки зображень водочутливого паперу [17]. Авторами науково обґрунтовано, що за умов інтенсивного дрібнодисперсного обприскування або застосування рідин із високою густиною виникає ефект «псевдонасичення» паперу, коли дрібні краплі потрапляють у зони вже існуючих плям і не фіксуються алгоритмами як окремі об'єкти. Це призводить до викривлення значень медіанно-масового діаметра краплин. Дослідники довели необхідність впровадження динамічних коефіцієнтів розпластування краплин залежно від в'язкості та поверхневого натягу робочого розчину для нівелювання похибок під час комп'ютерного сканування.

Постановка завдання. Метою роботи є дослідження комбінованого пристрою для внесення рідких мінеральних добрив у виробничих умовах, а також співставлення отриманих результатів з попередніми стендовими випробуваннями [18, 19].

Виклад основного матеріалу. Верифікація результатів лабораторних випробувань та оцінка ефективності функціонування розробленого комбінованого пристрою в умовах реального експлуатаційного середовища реалізовувалися шляхом проведення серії польових експериментів на відкритому агрофоні. Для цього експериментальні зразки робочих органів встановлювались на гідравлічну штангу

серійного польового обприскувача ОП-24. Дослідження проводилися за різних режимів роботи технічного засобу [18, 19].

Прямим інструментом фіксації та подальшої ідентифікації топологічних параметрів осадження факела розпили рідини слугували штучні мішені у вигляді карток стандартного водочутливого паперу виробництва Syngenta розміром 76x26 мм. Картки розташовувалися на горизонтальній поверхні поля за чітко визначеною просторовою координатною схемою. Фіксація паперових смужок здійснювалася за допомогою спеціалізованих тримачів (рис. 1), які встановлювалися в поперечній площині з кроком 250 мм, що дозволяло детально проаналізувати як центральну зону факела розпили поодинокого пристрою, так і ділянки взаємного перекриття суміжних потоків рідини.



Рисунок 1 – Тримач з водочутливим папером:
а – до проходу агрегату; б – після проходу.

Джерело: розроблено авторами

У поздовжній площині руху агрегату тримачі мішеней позиціонувалися з інтервалом 500 мм. Висота розташування штанги обприскувача над цільовою поверхнею штучних мішеней регламентувалася відповідно до значень прийнятих на етапі експериментальних досліджень. Після завершення кожного проходу обприскувача експериментальні картки водочутливого паперу вилучалися з тримачів, піддавалися обов'язковому маркуванню та пакувалися для унеможливлення випадкового контакту з атмосферною вологою перед проведенням аналізу.

Наступний етап передбачав переведення отриманих паперових відбитків у цифровий формат за допомогою сканування із щільністю оптичної сітки 1200 DPI (рис.2, а). Такий рівень роздільної здатності є необхідним, оскільки він дозволяє уникнути деградації дрібнодисперсної фракції краплин. Отримані файли експортувалися в аналітичне середовище комп'ютерного зору Fiji (ImageJ), де піддавалися покроковому математичному та морфологічному аналізу.

Процедура цифрової обробки зображень починалася з обов'язкового просторового калібрування зразків, що дозволяло трансформувати матрицю пікселів у лінійні одиниці вимірювання. З метою оптимізації контрастності відбитків вихідне повноколірне растрове зображення конвертувалося у 8-бітний монохромний формат (рис. 2, б). Для виокремлення корисного сигналу взаємодії рідини із паперовим покриттям на тлі випадкових оптичних шумів реалізовувався алгоритм бінаризації, який диференціював кожну точку за порогом яскравості та перетворював зразок на двокомпонентну чорно-білу матрицю об'єктів.

Враховуючи високу щільність осадження краплин та їх схильність до деформаційного злиття, важливим кроком методики стало застосування спеціалізованої морфологічної операції «Watershed» (рис. 2, в). Цей алгоритм виконував математичний аналіз геометрії злитих плям та здійснював автоматичне просторове розділення

суміжних або частково перекритих відбитків по лініях їхніх локальних мінімумів, що дозволило зменшити похибку помилкового об'єднання декількох самостійних краплин в один великогабаритний об'єкт під час автоматизованого розрахунку.

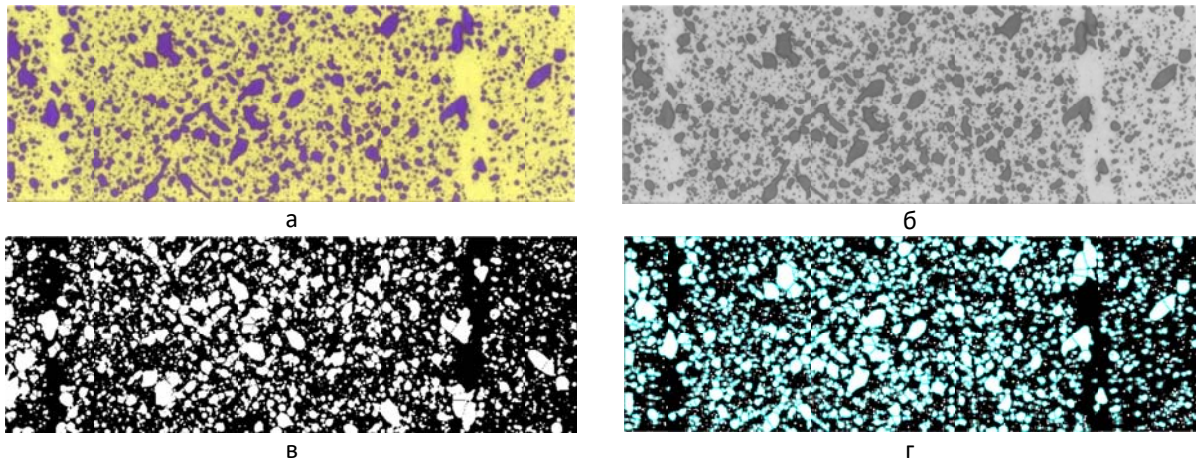


Рисунок 2 – Покрокова обробка WSP в середовищі ImageJ:

а – відсканований зразок WSP; б – 8-бітне зображення зразка;

в – зразок після бінарізації та Watershed; г – зображення зразка після проведення аналізу.

Джерело: розроблено авторами

Фінальний кількісний та статистичний аналізи сформованого масиву геометричних об'єктів (рис. 2, г) виконувалися за допомогою інтегрованого інструмента «Analyze Particles» (рис. 3). Під час його налаштування вводилися фільтри обмеження розмірів, що дало змогу автоматично виключити з аналізу поодинокі субпіксельні об'єкти, які інтерпретувалися як цифровий шум або мікродефекти сканування паперу. За результатами роботи програмного модуля обчислювалися такі фундаментальні показники, як загальний інтегральний відсоток покриття цільової поверхні рідиною (f , %), кількість активних відбитків краплин (C , шт) на одиницю площі паперу, середня лінійна площа поодинокі плями (F , мм^2) та діаметр за Фере (d_f , мкм). Отримані числові масиви автоматично систематизувалися та експортувалися у табличні формати для подальшого зіставлення з еталонними лабораторними даними та технічними показниками серійних промислових розпилювачів.

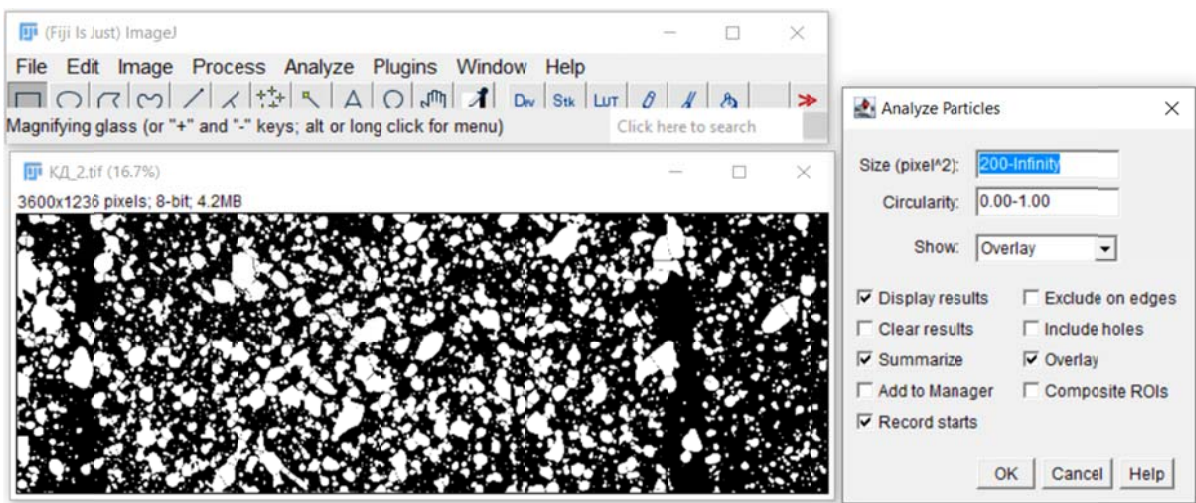


Рисунок 3 – Панель налаштувань інструмента Analyze Particles

Джерело: розроблено авторами

Для встановлення ступеня впливу навколишнього середовища на рівномірність осадження рідини на цільову поверхню, лабораторний етап досліджень було розширено серією випробувань на спеціалізованому стенді «Рухоме поле». Конструкція зазначеного стенда дозволяє змінювати швидкість переміщення цільової поверхні під розпилювачем в ізолюваному лабораторному просторі, повністю нівелюючи випадкові коливання штанги та неконтрольовані пульсації вітру. Це забезпечило отримання еталонних бінарних матриць осадження краплин для кожного з досліджуваних варіантів розпилювальних пристроїв за режимами визначеними в попередніх експериментах [18, 19].

Зведені результати комп'ютерного аналізу штучних мішеней, що ілюструють зміну дисперсних показників розпилювачів при переході від еталонних стендових умов до експлуатаційних режимів, наведено в таблиці 1.

Таблиця 1 – Результати аналізу водочутливого паперу в середовищі ImageJ

Показник	РД-4,0		КД*		RD.05.SD5-b		КС*	
	С*	П*	С*	П*	С*	П*	С*	П*
С, шт	2047	1818	2442	2236	1160	850	1356	1486
на 1 см ²	95-105	84-92	118-126	110-118	55-62	38-45	68-75	72-77
f, %	29,3	25,6	33,8	30,8	25,9	24,2	28,1	28,9
F, мм ²	0,28	0,20	0,31	0,29	0,43	0,59	0,48	0,50
d _ф , мкм	645	563	610	586	750	613	691	650

*КД – комбінований дефлекторний; КС – комбінований струменевий; С – стендові; П – польові

Джерело: розроблено авторами

Аналіз експериментальних масивів даних в табл. 1, дозволяє встановити фундаментальні фізико-гідравлічні закономірності розбудови газорідинних потоків та оцінити їх стійкість при переході від контрольованих лабораторних умов до деструктивного впливу відкритого агрофону.

Аналізуючи поведінку базового серійного дефлекторного розпилювача РД-4,0, виявлено суттєву деградацію його робочих параметрів. Перехід від стендових до польових умов супроводжується різким падінням загальної кількості зареєстрованих відбитків з 2047 до 1818 шт., що корелює зі зниженням щільності осадження на 1 см² (з 95–105 до 84–92 шт./см²). Найбільш критичним експлуатаційним показником є зниження інтегрального коефіцієнта покриття поверхні f на 12 %. Таке явище інструментально доводить неспроможність стандартного дефлекторного розпилювача протидіяти польовому вітровому навантаженню. Тонка рідка плівка, що сходить з екрана РД-4,0, під дією зустрічного аеродинамічного збурення зазнає хаотичного зриву, генеруючи велику частку легких дрібнодисперсних краплин, які дрейфують за межі штучної мішені.

Протилежний характер деформації робочого факела зафіксовано у струменевого розпилювача RD.05.SD5-b. У польових умовах кількість відбитків на см² знижується до критичного мінімуму 38–45, проте середня площа F плями суттєво зростає – з 0,43 до 0,59 мм². Це свідчить про інтенсифікацію процесів коагуляції часток. Суцільні вертикальні струмени рідини не встигають розпастися на стабільні відокремлені краплі і здійснюють динамічний удар об мішень, утворюючи зони локального перевищення норми внесення.

Впровадження розроблених комбінованих технічних рішень продемонструвало високу стабілізуючу здатність і адаптивність технологічного процесу. Комбінований дефлекторний пристрій як на стенді, так і в полі забезпечує найвищі показники щільності потоку краплин 2442 та 2236 шт. відповідно, утримуючи стабільну щільність

осадження 110–126 шт./см². Падіння коефіцієнта покриття поверхні f становить лише 3%, що є мінімальним показником серед усіх досліджуваних зразків.

Комбінований струменевий пристрій, продемонстрував покращення дисперсного складу у виробничих умовах. Загальна кількість зареєстрованих часток S у польових умовах навіть зростає з 1356 до 1486 шт., а коефіцієнт покриття f збільшився з 28,1 до 28,9%. Середня площа відбитка F та діаметр за Фере d_f зазнали мінімальних флуктуацій. Фізичне обґрунтування отриманого адаптивного ефекту розроблених конструкцій КД та КС полягає у принципі попереднього гідродинамічного дроселювання та раціонального вибору кута взаємодії потоку з робочими поверхнями. Завдяки оптимізації внутрішньої геометрії, згенерований факел розпилу набуває підвищеної інерційності часток, де ядро концентрується в оптимальному діапазоні лінійних розмірів. Такі краплі володіють достатньою кінетичною енергією, щоб протидіяти знесенню вітром, але при цьому не здійснюють деструктивного гідроудару об цільову поверхню мішені, запобігаючи псевдонасиченню та стіканню робочого розчину рідини.

Висновки. Проведені стендові та виробничі дослідження дозволили здійснити порівняльну оцінку функціонування серійних розпилювачів і розробленого комбінованого пристрою для внесення рідких мінеральних добрив. Залучення розробленої цифрової методики покрокової сегментації штучних мішеней у середовищі комп'ютерного зору ImageJ з інтеграцією морфологічного алгоритму «Watershed» забезпечило високоточну декомпозицію частково перекритих або злитих відбитків краплин, мінімізувавши похибки квантування та розрахунку топологічних параметрів осадження факела розпилу.

Експериментально доведено високу стабілізуючу здатність та експлуатаційну адаптивність розробленого комбінованого технічного рішення до деструктивного впливу випадкових факторів відкритого агрофону. Комбінований дефлекторний пристрій продемонстрував найвищу стійкість технологічного процесу, зберігши за умов переходу від стендових до польових випробувань щільність осадження краплин на рівні 110–118 шт./см² при мінімальних флуктуаціях інтегрального коефіцієнта покриття поверхні. Водночас комбінований струменевий пристрій забезпечив оптимізацію дисперсного складу часток у виробничому середовищі, усунувши характерний для промислового аналога RD.05.SD5-b ефект псевдонасичення мішені за рахунок зменшення процесу деформаційного злиття часток і деструктивного гідроудару.

Список літератури

1. Машини і обладнання для приготування та внесення добрив: посібник / [Колектив авторів]; за ред. В.І. Кравчука; М-во аграр. політики та прод-ва України; УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого. Дослідницьке: УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого, 2011. 152 с.
2. Економічна ефективність використання карбамід-аміачних сумішей (КАС) в сучасних системах удобрення сільськогосподарських культур / Крамарьов С. М., Крамарьов О. С., Демиденко В. Г. та ін. Дніпро: Нова ідеологія, 2020. 195 с.
3. International Fertilizer Association. *Short-Term Fertilizer Outlook 2024–2025*. https://www.fertilizer.org/wp-content/uploads/2025/02/2024_ifa_short_term_outlook_report.pdf. (дата звернення: 10.06.2026).
4. Крамарьов С. М., Бандура Л. П., Крамарьов О. С. Рідкі комплексні добрива. Переваги використання порівняно із твердими туками. *Агроном*. 2021. № 1. С. 22–26. Режим доступу: <http://dspace.dsau.dp.ua/jspui/handle/123456789/3753>. (дата звернення: 11.06.2026).
5. Li X., Zhang X., Wang S., Hou W., Yan L. The Combined Use of Liquid Fertilizer and Urease/Nitrification Inhibitors on Maize Yield, Nitrogen Loss and Utilization in the Mollisol Region. *Plants*. 2023. Vol. 12, № 7. Article 1486. DOI: 10.3390/plants12071486.

6. Сухина А. Методи та способи застосування КАС на практиці. *Пропозиція. Спецвипуск. Сучасна техніка для захисту с.-г. культур*, 2017. С. 22–25.
7. Fernández V., Sotiropoulos T., Brown P. H. *Foliar Fertilization: Scientific Principles and Field Practices*. Paris: International Fertilizer Industry Association, 2013. 140 p. ISBN 979-10-92366-00-6.
8. Коткова Т. М., Довбиш Л. Л. Вплив позакореневого (фоліарного) підживлення рослин пшениці озимої на урожай і якість зерна. *Ukrainian Journal of Natural Sciences*. 2023. № 3. Р. 176–185. DOI: 10.32782/naturaljournal.3.2023.176–185.
9. Бабій А. В., Дзюра В. О., Головецький І. В. Дослідження впливу вертикальних коливань штанги обприскувача на рівномірність обприскування. *Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки*. 2023. Вип. 5(36). С. 216–226. DOI: [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2022.5\(36\).1.216-226](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2022.5(36).1.216-226).
10. Slocombe J. W., Sharda A. *Agricultural Spray Nozzles: Selection and Sizing*. Manhattan (KS): Kansas State University Agricultural Experiment Station and Cooperative Extension Service. 12 с. <https://scispace.com/pdf/nozzles-selection-and-sizing-2ol2bturwk.pdf> (дата звернення: 14.06.2026).
11. Nuytens D., De Schampheleire M., Verboven P., Brusselman E., Dekeyser D. Droplet size and velocity characteristics of agricultural sprays. *Transactions of the ASABE*. 2009. Vol. 52, № 5. Р. 1471–1480. DOI: 10.13031/2013.29127.
12. Wang S., Lan Y., Wen S., Zhang H., Hewitt A. J. Evaluation of spray drift reduction potential of air-induction nozzles under different operating pressures. *Frontiers in Plant Science*. 2023. Vol. 14. Article 1018626. <https://doi.org/10.3389/fpls.2023.1018626>.
13. Мележик О. І. Покращення дисперсності розпилення пестицидів: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.11 / Дніпропетровський державний аграрний університет. Дніпро, 2009. 180 с.
14. Gil E., Xun L. A novel methodology for water-sensitive papers analysis focusing on the segmentation of overlapping droplets to better characterize deposition pattern. *Crop Protection*. 2024. Vol. 176. Article 106492. <https://doi.org/10.1016/j.cropro.2023.106492>.
15. Mario Cunha, Claudia Carvalho, Andre R.S. Marcal. Assessing the ability of image processing software to analyse spray quality on water-sensitive papers used as artificial targets. *Biosystems Engineering*. 2012. 111. p. 11–23 <https://doi.org/10.1016/J.BIOSYSTEMSENG.2011.10.002>.
16. Zhu H., Salyani M., Fox R. D. A portable scanning system for evaluation of spray deposit. *Computers and Electronics in Agriculture*. Vol. 76(2). P. 38–43. [10.1016/j.compag.2011.01.003](https://doi.org/10.1016/j.compag.2011.01.003)
17. Seweryn Lipiński. Image-Based Evaluation of Spray Deposition Using Water-Sensitive Papers: Metrics, Limitations, and Practical Implications. *AgriEngineering* Vol. 8. DOI: [10.3390/agriengineering8060220](https://doi.org/10.3390/agriengineering8060220).
18. Kobets O, Lepet Ye. Results of experimental studies of jet nozzles for the application of liquid mineral fertilizers. *Engineering, Energy, Transport AIC*. 2025. 4(131), p. 32–38. DOI: <https://doi.org/10.37128/2520-6168-2025-4-4>
19. Кобець О. М., Лепеть Є. І. Лабораторні дослідження зміни коефіцієнта варіації поперечного розподілу рідини дефлекторним розбризкувачем при внесенні агрохімікатів. *Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки*. 2026. 13(44). С. 212–218. DOI: [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2026.13\(44\).212-218](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2026.13(44).212-218)

References

1. Collective of authors (2011). *Machines and equipment for preparation and application of fertilizers: a manual*. V. I. Kravchuk (Ed.); Ministry of Agrarian Policy and Food of Ukraine; L. Pohorilyi UkrNDIPVT. Doslidnytske: L. Pohorilyi UkrNDIPVT [in Ukrainian].
2. Kramarov, S. M., Kramarov, O. S., Demydenko, V. H., Khoroshun, K. O., Pisotskyi, S. S., Bondar, V. Yu., Ruban, S. M et al. (2020). *Economic efficiency of using urea-ammonium mixtures (UAN) in modern fertilization systems for agricultural crops*. Dnipro: Nova Ideolohiia [in Ukrainian].
3. International Fertilizer Association. *Short-Term Fertilizer Outlook 2024–2025*. URL: https://www.fertilizer.org/wp-content/uploads/2025/02/2024_ifa_short_term_outlook_report.pdf. [in English]
4. Kramarov, S. M., Bandura, L. P., & Kramarov, O. S. (2021). Liquid complex fertilizers. Advantages of use in comparison with solid fertilizers. *Agronomist*, 1, pp. 22–26. URL: <http://dspace.dsau.dp.ua/jspui/handle/123456789/3753> [in Ukrainian].
5. Li, X., Zhang, X., Wang, S., Hou, W., & Yan, L. (2023). The Combined Use of Liquid Fertilizer and Urease/Nitrification Inhibitors on Maize Yield, Nitrogen Loss and Utilization in the Mollisol Region. *Plants*. Vol. 12, № 7. Article 1486. DOI: <https://doi.org/10.3390/plants12071486>. [in English]
6. Sukhyna, A. (2017). Methods and ways of UAN application in practice. *Propozytsiia. Special Issue. Modern Equipment for Protection of Agricultural Crops*, 22–25 [in Ukrainian].
7. Fernández V., Sotiropoulos T., Brown P. H. (2013). *Foliar Fertilization: Scientific Principles and Field Practices*. Paris: International Fertilizer Industry Association. ISBN 979-10-92366-00-6. [in English]

8. Kotkova, T. M., & Dovbysh, L. L. (2023). The effect of foliar feeding of winter wheat plants on the yield and quality of grain. *Ukrainian Journal of Natural Sciences*, 3, 176–185. DOI: <https://doi.org/10.32782/naturaljournal.3.2023.176-185> [in Ukrainian].
9. Babii, A. V., Dziura, V. O., & Holovetskyi, I. V. (2023). Investigation of the effect of sprayer boom vertical vibrations on spraying uniformity. *Central Ukrainian Scientific Bulletin. Technical Sciences*, 5(36), 216–226. DOI: [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2022.5\(36\).1.216-226](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2022.5(36).1.216-226) [in Ukrainian].
10. Slocombe, J. W., & Sharda, A. (2009). Agricultural Spray Nozzles: Selection and Sizing. Manhattan (KS): Kansas State University Agricultural Experiment Station and Cooperative Extension Service. 12 c. <https://scispace.com/pdf/nozzles-selection-and-sizing-2o12bturwk.pdf> [in English].
11. Nuytens, D., De Schampheleire, M., Verboven, P., Brusselman, E., & Dekeyser, D. (2009). Droplet size and velocity characteristics of agricultural sprays. *Transactions of the ASABE*. Vol. 52, № 5. P. 1471–1480. DOI: <https://doi.org/10.13031/2013.29127> [in English].
12. Wang, S., Lan, Y., Wen, S., Zhang, H., & Hewitt, A. J. (2023). Evaluation of spray drift reduction potential of air-induction nozzles under different operating pressures. *Frontiers in Plant Science*. Vol. 14. Article 1018626. <https://doi.org/10.3389/fpls.2023.1018626> [in English].
13. Melezhyk, O. I. (2009). *Improving the dispersion of pesticide spraying* (Candidate's thesis, Dnipro State Agrarian University). Dnipro [in Ukrainian].
14. Gil, E., & Xun, L. (2024). A novel methodology for water-sensitive papers analysis focusing on the segmentation of overlapping droplets to better characterize deposition pattern. *Crop Protection*. Vol. 176. Article 106492. <https://doi.org/10.1016/j.cropro.2023.106492> [in English].
15. Mario Cunha, Claudia Carvalho, Andre R.S. Marcal. (2012). Assessing the ability of image processing software to analyse spray quality on water-sensitive papers used as artificial targets. *Biosystems Engineering*. 111. p. 11–23 <https://doi.org/10.1016/j.BIOSYSTEMSENG.2011.10.002> [in English].
16. Zhu H., Salyani M., & Fox R. D. (2011). A portable scanning system for evaluation of spray deposit. *Computers and Electronics in Agriculture*, 76(2), 38–43. [10.1016/j.compag.2011.01.003](https://doi.org/10.1016/j.compag.2011.01.003) [in English].
17. Seweryn Lipiński. (2026). Image-Based Evaluation of Spray Deposition Using Water-Sensitive Papers: Metrics, Limitations, and Practical Implications. *AgriEngineering*. Vol. 8. DOI: [10.3390/agriengineering8060220](https://doi.org/10.3390/agriengineering8060220) [in English].
18. Kobets O, Lepet Ye. (2025). Results of experimental studies of jet nozzles for the application of liquid mineral fertilizers. *Engineering, Energy, Transport AIC*. 4(131), p. 32–38. DOI: <https://doi.org/10.37128/2520-6168-2025-4-4> [in English].
19. Kobets, O. M., Lepet, Ye. I. (2026). Laboratory studies of changes in the coefficient of variation of liquid transverse distribution by a deflector sprayer during agrochemicals application. *Central Ukrainian Scientific Bulletin. Technical Sciences*, 13(44), 212–218. DOI: [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2026.13\(44\).212-218](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2026.13(44).212-218) [in Ukrainian].

Oleksandr Kobets, Assoc. Prof., PhD tech. sci.

Yevhen Lepet

Dnipro State Agrarian and Economic University, Dnipro, Ukraine

Results of Comparative Studies of a Device for Liquid Mineral Fertilizer Application

The quality of surface distribution of agrochemicals is a determining factor for resource conservation and environmental safety in crop production. This work is dedicated to resolving the scientific and technical contradiction between the necessity of maintaining the regulated spray dispersity and the destructive impact of wind load on the sprayer boom. The results of comparative studies on the performance of base nozzles (RD-4.0, RD.05.SD5-b) and the developed combined device for liquid mineral fertilizer application are presented. Based on the developed algorithm for binarization and segmentation of particle impacts in the Fiji (ImageJ) environment, fundamental deposition parameters were evaluated: the number of active spots, integral coverage percentage, mean impact area, and Feret diameter. It was established that the developed technical solutions demonstrate high operational adaptability. It was determined that the combined deflector device minimizes the drop in surface coverage coefficient to 3% during the transition to the open field, while the combined jet device suppresses the processes of particle coagulation and destructive hydraulic shock. The research results confirm the operability of the developed device during bench and production trials.

liquid mineral fertilizers, combined device, spray nozzle, water-sensitive paper, ImageJ, coverage density, boom sprayer, spray pattern, droplet coagulation

Одержано (Received) 22.06.2026

Прорецензовано (Reviewed) 25.06.2026

Прийнято до друку (Approved) 26.06.2026

UDC 631.332; 631.332.53

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2026.56.78-84>**Iurie Melnic**, Prof., PhD tech, **Vladimir Badiul**, **Mihail Cătană**, **Angela Melnic***Technical University of Moldova, Chisinau, Republic of Moldova**e-mail: iuriemelnic1@gmail.com*

The Impact of Vertical Seedling Placement Non-Uniformity on Survival Performance and Agrocenosis Biopotential

The article addresses the problem of improving the precision of vegetable seedling transplantation as a key direction in the mechanization of vegetable production in Ukraine and the Republic of Moldova. It is substantiated that the systematic reduction of areas sown with vegetable crops is driven by water resource scarcity, degradation of irrigation networks, and an acute shortage of skilled labor, which necessitates a transition to full automation of the transplanting process.

It is demonstrated that deviations of the actual planting depth from the optimal value exceeding ± 5 – 10 mm disrupt the physiological conditions of plant development: shallow planting causes temperature stress and dehydration, whereas excessively deep planting leads to root system asphyxia and root collar rot. A mathematical model of the dependence of seedling survival rate on depth deviation, based on a normal distribution, is proposed. It is established that the typical accuracy of mechanical (± 10 – 15 mm) and hydraulic (± 5 – 10 mm) stabilization systems is insufficient and reduces yield by 10–20%. The necessity of developing adaptive control systems ensuring an accuracy within ± 1 – 2 mm is substantiated.

seedlings, planting depth, survival rate, mechanization, precision, adaptive control

Problem Statement. As agriculture constitutes a foundational pillar of the economies of Ukraine and the Republic of Moldova, optimizing crop cultivation technologies remains a critical imperative amid escalating global market competition. Concurrently, while vegetable production historically represents a primary agricultural sub-sector in both nations, recent decades have witnessed systemic stagnation. Driven by shifting market dynamics, shrinking trade channels, and associated socio-economic constraints, this decline has ultimately culminated in a substantial reduction of arable land dedicated to the region's staple vegetable crops [1, 2].

Analysis of Recent Research and Publications. In Moldova, the area for growing vegetables has decreased threefold [3]. Climate-induced challenges represent a pivotal factor driving down regional vegetable yields, rendering un-irrigated cultivation financially unviable. The systemic shortage of water resources, compounded by inadequate technological modernization of irrigation networks, has forced a dramatic contraction of sown areas. This domestic supply deficit has, in turn, heightened regional import dependence for staple vegetable commodities [1, 3, 4]. However, this led to an increase in the area under other agricultural crops such as wheat, corn and sunflower, the products of which are well exported, since as a result of improvements in the production technology of these crops and technical means, their yields have increased significantly [5, 6].

Total output yields are further constrained by systemic deficiencies inherent to current vegetable crop cultivation methodologies. These outdated agro-technological frameworks impede the comprehensive mechanization of labor-intensive operational phases, most notably precision seeding and automated seedling transplantation [1, 7, 8].

Within the scope of vegetable cultivation, seedling transplantation represents one of the most critical and labor-intensive operational phases. This technical challenge is currently exacerbated by an escalating deficit in the agricultural workforce specializing in vegetable production. Consequently, under these socio-economic constraints, the full-scale mechanization of transplanting operations emerges as a pivotal strategy to sustain production capacity and optimize labor efficiency [1, 7].

Current transplanting machinery fails to fully satisfy the precise agronomic specifications required for uniform seedling establishment. Notably, the operational components of imported transplanters are frequently incompatible with the specific physical and mechanical profiles of regional soils dedicated to vegetable cultivation. This structural misalignment accelerates the tribological wear of the working organs and induces catastrophic mechanical failures, leading to costly operational downtime during critical field campaigns [9].

Studying the fundamental problems of seedling planting technology is an important task in improving the design of seedling planting machines. The main problems with mechanization of the planting process are the low operating speed of seedling planting machines and the poor quality of seedling planting [10]. The stability of planting depth is one of the most critical agronomic parameters, directly affecting the seedling survival rate, uniformity of development, and yield of agricultural crops grown from seedlings.

Traditional transplanting machines using mechanical contour following systems demonstrate insufficient accuracy, especially when operating at high speeds and on heterogeneous soils [5, 11]. Deviations from the specified optimal depth exceeding ± 5 -10 mm can lead to significant yield losses and a decrease in the economic efficiency of production [12].

Let's take a look at the causes and problems associated with different planting depths and their impact on crop yield.

Indeed, shallow or surface planting – in which the root collar (the transition zone between the root and the stem) or the upper part of the root system remains above soil level – is considered the most significant human-induced factor contributing to seedling mortality in the first few years after planting.

The most detrimental causes of plant mortality are desiccation (dehydration) and heat stress. The upper soil layers are subject to sharp temperature fluctuations and rapid drying. Studies show that shallowly planted seedlings die from moisture deficiency long before critical atmospheric drought sets in, since their root system cannot reach the soil's capillary moisture [13].

In cases of mechanical instability, plants lose their resistance to being rocked by the wind. This leads to the formation of air pockets around the root collar, which further dries out the roots and breaks off young root hairs [13].

Thus, shallow planting is the leading cause of forest crop mortality in North America, as the roots are unable to reach the critical moisture-retention depth during summer droughts.

When planting is excessively deep, the root collar and part of the stem become buried in the soil, which is considered a serious technical error. Modern research differentiates this effect depending on soil type and the biological characteristics of the species [13].

This can lead to root asphyxia. For example, in heavy clay soils and waterlogged soils, deep planting sharply restricts oxygen access to the roots. This inhibits root system respiration, halts ATP synthesis, and leads to the death of active root tips.

In addition, adventitious (accessory) roots may form. For some plant species, burying the stem stimulates the development of adventitious roots in the upper, well-aerated soil layer. However, this process requires significant energy expenditure by the plant, which slows the growth of aboveground biomass.

It should also be noted that in deciduous species, prolonged exposure of the bark of an unadapted stem to moist soil often leads to waterlogging, rot, and infection by fungal pathogens [14].

Thus, deep planting of conifers in well-drained or sandy soils can even increase survival during drought, as it protects the roots from overheating; however, in heavy soils, it causes high mortality due to oxygen deficiency [15].

Experiments have shown that precise adherence to the root collar level is critical for species sensitive to soil aeration, where even a planting depth of 3-5 cm significantly reduces the survival rate [16].

Thus, deviations from the optimal planting depth critically disrupt the basic physiological conditions for plant development. When planted too shallowly, moisture deficiency and temperature stress become limiting factors, whereas when planted too deeply, oxygen deprivation (hypoxia) and pathogenic root collar rot become limiting factors. Furthermore, deviations in planting depth directly reduce the viability (survival rate) of individual seedlings, weaken the plants' overall immunity, and make them vulnerable to adverse environmental factors. At the same time, uneven planting disrupts the synchrony of the plants' initial development. This triggers intense interplant competition for resources (light, moisture, nutrients) within the plant community, which ultimately leads to a decrease in the field's total productivity and yield. Thus, disturbances in the hydrothermal and oxygen regimes lead to the degradation of individual and community immunity and a decrease in the productivity of the agrocenosis.

Results and discussions. The aim of this research is to provide a theoretical rationale and systematic analysis regarding the impact of uneven seedling positioning depth on survival performance. To achieve this, the study employs a multi-method approach encompassing a critical review of scientific literature, mathematical simulation of the 'planting depth deviation-survival rate' dependency, and a comparative analysis of the precision characteristics inherent in existing depth-control systems.

The influence of the deviation of the actual planting depth (h_{real}) from the optimal (h_{opt}) on the survival rate (P) can be approximated by a mathematical model based on a normal distribution, where the maximum survival rate is achieved at $\Delta h = 0$ [17, 18].

$$\Delta h = h_{real} - h_{opt} = 0. \quad (1)$$

The model of plant survival depending on the deviation in seedling planting depth is as follows:

$$P(\Delta h) = P_{max} \cdot e^{-\frac{1}{2} \left(\frac{\Delta h}{\sigma} \right)^2} + P_{min}, \quad (2)$$

where $P(\Delta h)$ – survival rate in case of deviation Δh , %; P_{max} – maximum survival rate (e.g. 98%); P_{min} – minimal survival rate (for example, 2%); Δh – deviation from optimal depth, mm; σ – standard deviation characterizing the sensitivity of the culture to changes in depth.

Analytical evaluation of the empirical data presented in Table 1 demonstrates that a standard precision threshold inherent to conventional mechanical depth-control systems (± 10 – 15 mm) induces up to an 8% deficit in seedling survival. Under conditions of soil heterogeneity, where vertical placement deviations escalate to ± 20 mm, the survival rate experiences a critical regression of 18% or greater. Consequently, this survival deficit diminishes the biopotential of the agrocenosis, resulting in lower net yields while concurrently driving up the operational expenditures required for subsequent crop management.

Table 1 – The impact of planting depth variability on the survival performance of seedlings

Deviation from optimal depth, Δh , mm	Seedling survival rate P , %	Decreased survival rate ΔP , %
± 5	97,5	0,5
± 10	95,0	3,0
± 15	90,0	8,0
± 20	80,0	18,0
± 30	65,0	33,0

Modern transplanting machinery integrates various depth-stabilization systems operating on a parallelogram linkage to sustain the target planting depth [19]. These architectures are fundamentally categorized into: Mechanical systems, which are characterized by high structural inertia and a passive control principle. Their typical operational tolerance spans ± 10 – 15 mm, a precision threshold insufficient for mitigating seedling mortality.

Hydraulic systems, which exhibit the following engineering limitations [19]:

a) Force-centric regulation:

The control loop modulates the downforce rather than explicitly tracking the absolute vertical position;

b) Precision constraints:

Positioning accuracy is inherently bounded by valve sensitivity parameters and hydraulic fluid compressibility;

c) Residual tolerance:

The typical positioning accuracy ranges within ± 5 – 10 mm, which fails to entirely neutralize the adverse agronomic effects of planting depth non-uniformity.

Table 2 – Comparative analysis of the accuracy of landing depth stabilization Systems

System type	Mechanism regulation	Typical accuracy of depth maintenance, mm
Mechanical	Passive copying	$\pm 10 - 15$
Hydraulic	Active force control	$\pm 5 - 10$

The operational tolerances inherent to contemporary depth-stabilization systems (Table 2) exhibit insufficient precision, consequently causing a substantial proportion of seedlings to be deployed with vertical deviations that exceed the critical threshold of 10 mm (Table 1). Enhancing the kinematic and dynamic accuracy of these stabilization frameworks represents a primary pathway toward optimizing seedling survival performance. Specifically, suppressing the standard deviation (σ) within the mathematical model (Formula 1) to a target range of 2-3 mm effectively prevents the seedling distribution from shifting into the critical deviation zones. This optimization is statistically predicted to yield a 10-20% increase in the overall survival rate. This creates an urgent need to develop and implement systems that can ensure the accuracy of maintaining the planting depth within ± 1 -2 mm.

Conclusions. The current state of vegetable production in Ukraine and Moldova is characterized by a systematic reduction in cultivated areas, driven by a combination of agroclimatic factors (water scarcity, degradation of irrigation networks) and an acute shortage of specialized labor. This necessitates a transition to full-scale automation and mechanization of transplanting as the only strategy for preserving the industry.

The existing fleet of imported transplanters does not meet modern agrotechnical requirements due to their low operating speed and the structural incompatibility of their

working parts with the physical, mechanical, and rheological properties of regional soils. This leads to increased tribological wear, breakdowns in the field, and poor planting quality.

Deviations from the optimal planting depth exceeding $\pm 5\text{--}10$ mm disrupt the physiological basis of plant development. Shallow planting limits seedling viability due to temperature stress, dehydration, and loss of mechanical stability in the soil. Excessive planting depth causes root system asphyxia (inhibition of ATP synthesis), pathogenic bark rot, or unproductive energy expenditure on the formation of adventitious roots.

Uneven coulter penetration depth disrupts the synchrony of the plants' initial ontogenesis. This triggers intense intraspecific competition for light, moisture, and nutrients within the plant community, leading to a decline in individual and coenotic immunity and reducing the field's overall yield by 10–20%.

Thus, traditional mechanical terrain-following systems do not provide the necessary depth stability under high-speed operating conditions and soil heterogeneity, which justifies the need to develop new, highly efficient systems for adaptive control of the suspension parameters of the working bodies.

Referencis

1. Melnic Iu., Melnic A., & Badiul V. (2023). Vegetable growing: study of mechanized planting seedlings. Proceedings of the XIV International Scientific and Practical Conference 'Problems of design, development and operation of agricultural technology'. Kropyvnytskyi: CNTU. URL: <https://kntu.kr.ua/file/content/8107/materialy-xiv-mizhnarodnoi-naukovo-praktychnoi-konferentsii-problemy-konstruyuvannia-vyrobnytstva-ta-eksploatatsii-silskohospodarskoi-tekhniky-08-10-lystopada-2023-roku-.pdf>
2. Vasylovskaya, K., Vasylovskiy, O., Popova, S., & Malakhovskaya, V. (2021). The directions for optimizing Ukraine's export potential of grain crops in the context of changing climatic conditions. *Bulletin of the Transilvania University of Braşov. Series V: Economic Sciences*, 14(63)-1. 129-136. DOI: <https://doi.org/10.31926/but.es.2021.14.63.1.14>
3. Melnic, Iu., Coronovschi, A., Ceban, R., & Melnic, A. (2019). The research of the rain intensity adaptation to the conditions of hydrophysical characteristics of the soil for ecological and economical improvement of the irrigative equipment. *International Scientific Journal 'Mechanization in agriculture & Conserving of the resources'*, 6, 207-208. URL: <http://www.evedomosti.md/news/v-moldove-ploshadi-dlya-vyrashivaniya-ovoshej-sokratilis-vtr>
4. Vasylovskaya, K., Andriienko, O., Vasylovskiy, O., Andriienko, A., Popov, V., & Malakhovskaya, V. (2021). Dynamics of export potential of sunflower oil in Ukraine. *Helia*, 44(74), 115–123. DOI: <https://doi.org/10.1515/helia-2021-0001>
5. Ţenu, I., Melnic, Iu., Roşca, R., & Cârlescu, P. (2018). Research on the impact of tillage operations for autumn wheat crop set up over some soil properties. *Ştiinţa agricolă*, 2. Chişinău: UASM. pp.122-127. URL: <https://stumejournals.com/journals/am/2019/6/207>
6. Szymanek, M., Tanas, V., & Melnic, Iu. (2025). Sweetcorn grain production technology. *International Scientific Journal 'Mechanization in agriculture & Conserving of the resources'*, 1, 3-5. URL: <https://press.utm.md/index.php/as/issue/view/2018-2/full-issue>
7. Melnic, Iu., & Scler, P. (2019). Theoretical research of tractive resistance of rotary type seeders. *International Scientific Journal 'Mechanization in agriculture & Conserving of the resources'*, 3, 85-87. URL: <http://www.agrimachinery.net/programa.pdf>
8. Melnic, Iu., Badiul, V., Melnic, V., & Cătană, M. (2024). Study of the technological process of operation of transplanting machines. *International Scientific Journal 'Mechanization in agriculture & Conserving of the resources'*, 2, 30-32. URL: <https://stumejournals.com/journals/am/2019/3/85>
9. Serbin, V., Melnic, Iu., & Lysyi, R. (2017). Experimental studies on seed transport to the ovaries. *Design, manufacture and operation of agricultural machinery. National interdepartmental scientific and technical collection*, 47 (1), 211-220. URL: <https://agri-mach.kntu.kr.ua/agri/issue/view/33>
10. Basin, V. S., Brei, V. V., & Pohorilyi, L. V. (1987). *Machines for precise sowing of row crops: design and calculation*. Tekhnika. [in Ukrainian]
11. Vasylovskaya, K.V., Leshchenko, S.M., Vasylovskiy, O.M., & Petrenko, D.I. (2016). Improvement of equipment for basic tillage and sowing as initial stage of harvest forecasting. *INMATEH – Agricultural Engineering. INMA*, 50(3), 13-20.

12. Artemenko, D., Leshchenko, S., Onopa, V., Majara, V., & Deikun, V. (2022). Analysis of the combined coulter point of the precision seed drill. *Agricultural Engineering International: CIGR Journal*, 24(4), 57–71. URL: <https://cigrjournal.org/index.php/Ejournal/article/view/7435/3947>
13. Stroempl, G. (1990). Deeper Planting of Seedlings and Transplants Increases Plantation Survival. *Tree Planters' Notes*, 41(4), 17–21. URL: <https://rnr.net/publications/tpn/41-4/deeper-planting-of-seedlings-and-transplants-increases-plantation-survival>
14. Slocum, G.K., & Maki, T.E. (1956). Some effects of depth of planting upon loblolly pine seedling survival and growth. *Journal of Forestry*, 54(1), 21–25.
15. B. South, D. (2012). Planting Deep Increases Early Survival and Growth of Pinus echinata Seedlings. *The Open Forest Science Journal*, 5(1), 33–41. DOI: <https://doi.org/10.2174/1874398601205010033>
16. Zubko, V. M., Sirenko, V. F., & Kuzina, T. V. (2016). Analysis of designs of openers of sowing machines. *Inzheneriia Pryrodokorystuvannia*, (1), 98–102. [in Ukrainian]
17. Petko, S. (2023). Industry 4.0 technologies in the digital paradigm of the global economy development. *Economic Bulletin of National Technical University of Ukraine 'Kyiv Polytechnic Institute'*. (DOI: <https://doi.org/10.32782/2307-5651.24.2022.8>)
18. Lebedev, A., & Lebedev, S. (2023). Dynamic adaptation of tractor control systems in changing conditions. *Technical and technological aspects of development and testing of new machinery and technologies for agriculture of Ukraine*, 2(35(49)), 20–29. DOI: [https://doi.org/10.31473/2305-5987-2024-2-35\(49\)-2](https://doi.org/10.31473/2305-5987-2024-2-35(49)-2)
19. Adamchuk, V., Bulgakov, V., Golovach, I., Nadykto, V., & Ignat'iev, J. (2022). Theoretical study of the oscillatory movements of a top-gathering machine installed in front of an aggregating tractor. *Visnyk agrarnoi nauky*, 100(9), 69–79. DOI: <https://doi.org/10.31073/agrovisnyk202209-08>

Список літератури

1. Melnic Iu., Melnic A., Badiul V. Vegetable growing: study of mechanized planting seedlings. *Problems of design, development and operation of agricultural technology: proceedings of the XIV International Scientific and Practical Conference*, Кropyvnytskyi, 8–10 November 2023. Кropyvnytskyi: CNTU, 2023. P. 20. URL: <https://kntu.kr.ua/file/content/8107/materialy-xiv-mizhnarodnoi-naukovo-praktychnoi-konferentsii-problemy-konstruuvannia-vyrobnytstva-ta-eksploatatsii-silskohospodarskoi-tehniky-08-10-lystopada-2023-roku-.pdf> (дата звернення: 25.06.2026).
2. Vasylovskaya K., Vasylovskiy O., Popova S., Malakhovskaya V. The directions for optimizing Ukraine's export potential of grain crops in the context of changing climatic conditions. *Bulletin of the Transilvania University of Braşov. Series V: Economic Sciences*. 2021. Vol. 14(63), № 1. P. 129–136. DOI: <https://doi.org/10.31926/but.es.2021.14.63.1.14>.
3. Melnic Iu., Coronovschi A., Ceban R., Melnic A. The research of the rain intensity adaptation to the conditions of hydrophysical characteristics of the soil for ecological and economical improvement of the irrigative equipment. *Mechanization in agriculture & Conserving of the resources*. 2019. № 6. P. 207–208. URL: <http://www.evedomosti.md/news/v-moldove-ploshadi-dlya-vyrashivaniya-ovoshej-sokratilis-vtr> (дата звернення: 25.06.2026).
4. Vasylovskaya K., Andriienko O., Vasylovskiy O., Andriienko A., Popov V., Malakhovskaya V. Dynamics of export potential of sunflower oil in Ukraine. *Helia*. 2021. Vol. 44, № 74. P. 115–123. DOI: <https://doi.org/10.1515/helia-2021-0001>.
5. Țenu I., Melnic Iu., Roșca R., Cârlescu P. Research on the impact of tillage operations for autumn wheat crop set up over some soil properties. *Știința agricolă. Chișinău: UASM*, 2018. № 2. P. 122–127. URL: <https://stumejournals.com/journals/am/2019/6/207> (дата звернення: 25.06.2026).
6. Szymanek M., Tanas V., Melnic Iu. Sweetcorn grain production technology. *Mechanization in agriculture & Conserving of the resources*. 2025. № 1. P. 3–5. URL: <https://press.utm.md/index.php/as/issue/view/2018-2/full-issue> (дата звернення: 25.06.2026).
7. Melnic Iu., Scler P. Theoretical research of tractive resistance of rotary type seeders. *Mechanization in agriculture & Conserving of the resources*. 2019. № 3. P. 85–87. URL: <http://www.agrimachinery.net/programa.pdf> (дата звернення: 25.06.2026).
8. Melnic Iu., Badiul V., Melnic V., Cătană M. Study of the technological process of operation of transplanting machines. *Mechanization in agriculture & Conserving of the resources*. 2024. № 2. P. 30–32. URL: <https://stumejournals.com/journals/am/2019/3/85> (дата звернення: 25.06.2026).
9. Serbin V., Melnic Iu., Lysyi R. Experimental studies on seed transport to the ovaries. *Design, manufacture and operation of agricultural machinery: National interdepartmental scientific and technical collection*. 2017. Vol. 47, № 1. P. 211–220. URL: <https://agrimach.kntu.kr.ua/agri/issue/view/33> (дата звернення: 25.06.2026).
10. Басін В. С., Брей В. В., Погорілий Л. В. та ін. Машини для точного посіву просапних культур: конструювання і розрахунок. Київ: Техніка, 1987. 151 с.

11. Vasytkovska K. V., Leshchenko S. M., Vasytkovskyi O. M., Petrenko D. I. Improvement of equipment for basic tillage and sowing as initial stage of harvest forecasting. *INMATEH – Agricultural Engineering*. 2016. Vol. 50, № 3. P. 13–20.
12. Artemenko D., Leshchenko S., Onopa V., Majara V., Deikun V. Analysis of the combined coulter point of the precision seed drill. *Agricultural Engineering International: CIGR Journal*. 2022. Vol. 24, № 4. P. 57–71. URL: <https://cigrjournal.org/index.php/Ejournal/article/view/7435/3947> (дата звернення: 25.06.2026).
13. Stroempl G. Deeper Planting of Seedlings and Transplants Increases Plantation Survival. *Tree Planters' Notes*. 1990. Vol. 41, № 4. P. 17–21. URL: <https://rngr.net/publications/tpn/41-4/deeper-planting-of-seedlings-and-transplants-increases-plantation-survival> (дата звернення: 25.06.2026).
14. Slocum G. K., Maki T. E. Some effects of depth of planting upon loblolly pine seedling survival and growth. *Journal of Forestry*. 1956. Vol. 54, № 1. P. 21–25.
15. South B. D. Planting Deep Increases Early Survival and Growth of Pinus echinata Seedlings. *The Open Forest Science Journal*. 2012. Vol. 5, № 1. P. 33–41. DOI: <https://doi.org/10.2174/1874398601205010033>.
16. Зубко В. М., Сіренко В. Ф., Кузіна Т. В. Аналіз конструкцій сошників посівних машин. *Інженерія природокористування*. 2016. № 1. С. 98–102.
17. Petko S. Industry 4.0 technologies in the digital paradigm of the global economy development. *Economic Bulletin of National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute"*. 2023. DOI: <https://doi.org/10.32782/2307-5651.24.2022.8>.
18. Lebedev A., Lebedev S. Dynamic adaptation of tractor control systems in changing conditions. *Technical and technological aspects of development and testing of new machinery and technologies for agriculture of Ukraine*. 2023. Vol. 2(35(49)). P. 20–29. DOI: [https://doi.org/10.31473/2305-5987-2024-2-35\(49\)-2](https://doi.org/10.31473/2305-5987-2024-2-35(49)-2).
19. Adamchuk V., Bulgakov V., Golovach I., Nadykto V., Ignat'iev J. Theoretical study of the oscillatory movements of a top-gathering machine installed in front of an aggregating tractor. *Visnyk agrarnoi nauky*. 2022. Vol. 100, № 9. P. 69–79. DOI: <https://doi.org/10.31073/agrovisnyk202209-08>.

Ю. Мельник, проф., канд. техн. наук, **В. Бадул**, **М. Кетене**, **А. Мельник**

Технічний університет Молдови, Кишинів, Республіка Молдова

Вплив нерівномірності вертикального позиціонування розсади на показники виживаності та біопотенціал агроценозу

У статті здійснено теоретичне обґрунтування та системний аналіз впливу нерівномірності глибини позиціонування розсади на показники її виживаності, а також розглянуто проблему підвищення точності висаджування як ключового напрямку механізації овочівництва в Україні та Республіці Молдова.

Установлено, що сучасний стан овочівництва обох країн характеризується систематичним скороченням посівних площ, зумовленим сукупністю агрокліматичних чинників (дефіцит водних ресурсів, деградація зрошувальних мереж) та гострою нестачею спеціалізованої робочої сили. Це посилює імпортозалежність регіону щодо основних овочевих культур і робить повномасштабну механізацію процесу пересаджування єдиною стратегією збереження галузі. Водночас наявний парк імпортованих розсадосадних машин не відповідає сучасним агротехнічним вимогам через низьку робочу швидкість та конструктивну несумісність робочих органів із фізико-механічними й реологічними властивостями регіональних ґрунтів, що спричиняє трибологічне зношування, польові поломки та незадовільну якість висаджування.

Доведено, що стабільність глибини садіння є одним із найкритичніших агрономічних параметрів, який безпосередньо впливає на виживаність, рівномірність розвитку та врожайність рослин. Відхилення фактичної глибини від оптимальної понад ± 5 –10 мм порушують фізіологічну основу розвитку: мілке садіння обмежує життєздатність через температурний стрес, зневоднення й утрату механічної стійкості, тоді як надмірно глибоке спричиняє асфіксію кореневої системи (пригнічення синтезу АТФ), патогенне загнивання кори або непродуктивні витрати енергії на утворення додаткових коренів.

У роботі запропоновано математичну модель залежності «відхилення глибини — виживаність» на основі нормального розподілу та виконано порівняльний аналіз точності наявних систем стабілізації глибини. Установлено, що типова точність механічних (± 10 –15 мм) і гідравлічних (± 5 –10 мм) систем є недостатньою та знижує врожайність агроценозу на 10–20 %. Обґрунтовано необхідність розроблення нових високоєфективних систем адаптивного керування параметрами підвіски робочих органів, здатних забезпечити точність висаджування в межах ± 1 –2 мм.

розсада, глибина висаджування, виживаність, механізація, точність, адаптивне керування, овочівництво

Одержано (Received) 15.06.2026

Прорецензовано (Reviewed) 17.06.2026

Прийнято до друку (Approved) 22.06.2026

УДК 631.361.025/.027

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2026.56.85-90>**В.М. Зубко**, проф., д-р техн. наук*Полтавський державний аграрний університет, м. Полтава, Україна***Є.М. Омельченко***Сумський національний аграрний університет, м. Суми, Україна**e-mail: vladyslav.zubko@pdau.ua*

Теоретичні основи функціонування машини для підбирання, накопичення та транспортування тюків

Запропоновано функціональну модель технологічного процесу заготівлі сіна і соломи, яка охоплює операції пошуку, орієнтації, захвату, транспортування, накопичення та вивантаження тюків. Розроблено математичні залежності для визначення тривалості робочого циклу, продуктивності машини, процесу орієнтації робочого органу, ймовірності захоплення тюків та енергетичних показників функціонування системи. Наведено аналітичні залежності, що описують вплив геометричних параметрів тюків, швидкості руху агрегату, відстані між тюками та параметрів системи орієнтації на ефективність роботи машини. Встановлено, що найбільший вплив на продуктивність і енергоємність процесу мають швидкість руху агрегату, параметри механізму орієнтації, кінематика захоплення та місткість накопичувальної платформи. Отримані результати можуть бути використані як теоретична основа для подальшого обґрунтування конструктивних параметрів машин для механізації процесів підбирання, накопичення, транспортування та вивантаження тюкованої продукції.

тюки, підбирання тюків, платформа для підбирання тюків, орієнтація тюків, продуктивність, затрати енергії, витрати палива

Постановка проблеми. Розвиток тваринництва в Україні супроводжується завданням заготівлі сухих кормів та матеріалу для підстилки. Обґрунтування технологічних ліній для відповідних процесів повинні враховувати наступні фактори: пакувальна форма (рулон або тюк); питома вага матеріалу, ступінь ущільнення пакувальних форм та агротехнічні строки проведення операцій.

Однією з основних задач є якомога швидше звільнити поверхню від сіна або соломи за умови мінімізації ущільнення поверхні поля. Це створить передумови для росту наступної генерації кормової культури або можливості для підготовки поля під сівбу наступної культури.

Сушу масу (сіно або солому) формують у тюк або рулон. При формуванні тюка необхідно обґрунтувати машини в технологічній лінії таким чином, щоб забезпечити процес підбору тюків у відповідності напряму виконання попередньої операції. Працюючи, прес-підбирач викладає тюк на поверхню поля таким чином, що він виходить довгою стороною прямокутника по ходу руху машинного агрегату.

В сучасних умовах функціонування аграрного виробництва актуальною постає задача планування ефективної технологічної лінії виконання технологічного процесу під час вирощування та збирання культур та побічної продукції. У процесі заготівлі сіна постає задача орієнтації тюка на полі таким чином, щоб оптимізувати його захват бральним пристроєм.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. При заготівлі сіна відразу після скошування активізується процес сушіння. Мірою висушування скошеної маси виникає голодний обмін, який обґрунтовується перевагою розпадання органічної речовини над синтезом. При умові тривалого голодного обміну показник втрати зростає до 10–15%. Для мінімізації втрат важливо максимально швидко довести вологість скошеної трави до рівня меншого за 35%. [1]. Відповідно, процес тюкування та вивозу з поля повинен

бути виконаний в мінімальні строки. Водночас при заготівлі соломи слід також забезпечити звільнення поля від соломи, адже між збиранням пшениці і сівбою ріпаку слід забезпечити мінімальні строки.

Технології аграрного виробництва у розвинених країнах Європи та Північної Америки є дуже передовими, причому більшість виробничих процесів повністю механізовані та автоматизовані [2].

Для оптимізації процесу заготівлі сіна та соломи використовують самозавантажувальні тюковози. Їх перевага у технологічній лінії полягає у самозавантаженні, з подальшим транспортуванням, та саморозвантаженні [3].

Водночас технологія заготівлі сіна і соломи у тюках також часто стикається з питанням орієнтації тюка на полі. Тюк, маючи прямокутну форму, виходить з прес-підбирача довгою стороною вздовж траєкторії руху підбирача. Частина тюкопідбирачів працює з іншим кутом укладання тюка на полі (відповідно, короткою стороною прямокутника вздовж траєкторії руху підбирача)

За умови високої ефективності завантаження, їх складні конструкції та висока вартість значно обмежують їхнє впровадження [4].

Постановка завдання. Метою дослідження є розробка теоретичних основ функціонування підбирачів великогабаритних прямокутних тюків шляхом формалізації технологічного процесу, побудови його функціональної моделі та отримання математичних залежностей, що описують основні параметри роботи машини.

Виклад основного матеріалу. Одним із складових етапів заготівлі кормів є підбирання, накопичення та транспортування тюків до місця перевалки або зберігання. Операції після формування тюка залишаються суттєвим джерелом затрат часу, пального та людських ресурсів. За результатами проведення тюкованої біомаси, ефективність функціонування технологічної лінії значною мірою визначається узгодженістю роботи прес-підбирача, системи підбирання, накопичення та транспортування [5, 6, 7, 8].

Сучасні машини для роботи з тюками виконують сукупність взаємопов'язаних технологічних дій:

- пошук та ідентифікацію тюка;
- підведення робочого органу до тюка;
- захоплення тюка;
- його переміщення на накопичувальну платформу;
- вивантаження у місці складування.

У загальному вигляді технологічний процес підбирання тюків можна представити множиною функціональних операцій:

$$P = \{P_1, P_2, P_3, P_4, P_5, P_6, P_7, P_8\}, \quad (1)$$

де P_1 – рух агрегату до тюка; P_2 – орієнтація робочого органу; P_3 – захоплення тюка; P_4 – транспортування тюка на платформу; P_5 – укладання тюка; P_6 – накопичення тюків; P_7 – транспортування пакета; P_8 – вивантаження.

Відповідно до принципів системного аналізу, технологічної лінії заготівлі кормів доцільно розглядати як сукупність: матеріального, енергетичного та інформаційного потоків. Матеріальним потоком є тюк кормової маси або соломи, енергетичним – потужність, що передається від енергетичного засобу до робочих органів, а інформаційним – сигнали про просторове положення тюка та стан механізмів машини.

До основних вхідних параметрів належать m_b – маса тюка, кг; l_b – довжина тюка, м; b_b – ширина тюка, м; h_b – висота тюка, м; S_b – відстань між сусідніми тюками, м; V_a – швидкість руху агрегату, м/с.

Об'єм тюка визначається за наступним виразом:

$$V_b = l_b \cdot b_b \cdot h_b, \quad (2)$$

де V_b – об’єм тюка, м^3 ; l_b – довжина тюка, м; b_b – ширина тюка, м; h_b – висота тюка, м.

Середня густина тюка дорівнює:

$$\rho_b = \frac{m_b}{V_b}, \quad (3)$$

де ρ_b – середня щільність тюка, кг/м^3 .

Зі збільшенням густини тюка підвищується ефективність організації транспортного процесу та складування, проте одночасно зростають навантаження на робочі органи машини [6, 9].

Основною характеристикою ефективності процесу є тривалість циклу роботи машини:

$$T_c = t_r + t_o + t_z + t_p + t_u + t_t + t_v, \quad (4)$$

де t_r – час підїзду до тюка, с; t_o – час орієнтації робочого органу, с; t_z – час захоплення тюка, с; t_p – час переміщення тюка на платформу, с; t_u – час укладання тюка, с; t_t – час транспортного переміщення пакета тюків, с; t_v – час вивантаження пакета тюків, с.

Продуктивність машини за показником кількості тюків визначається за наступним виразом:

$$W_n = \frac{3600 \cdot n}{T_c}, \quad (5)$$

де n – кількість тюків у пакеті.

Масова продуктивність машини дорівнює:

$$W_m = W_n \cdot m_b. \quad (6)$$

Оскільки операція підбирання є циклічною, відповідно продуктивність значною мірою залежить від середньої відстані між тюками на поверхні полі. Приймаємо умову рівномірного розташування тюків, тоді час руху між ними можна визначити за наступним виразом:

$$t_r = \frac{S_b}{V_a}. \quad (7)$$

Відповідно тривалість одного циклу дорівнює:

$$T_c = \frac{S_b}{V_a} + t_o + t_z + t_p + t_u + t_t + t_v. \quad (8)$$

Після проведення перетворень:

$$W_n = \frac{3600 \cdot n}{\frac{S_b}{V_a} + t_o + t_z + t_p + t_u + t_t + t_v}. \quad (9)$$

Отримана залежність вказує на те, що збільшення робочої швидкості руху агрегату сприяє зростанню продуктивності лише до певної межі, після якої починають зростати втрати часу на позиціонування та захват тюка.

Для аналізу процесу підбирання тюка з поверхні поля необхідно розглянути кінематику взаємодії машини з тюком. Нехай координати центра тюка відносно трактора задається як вектор у площині:

$$r_b = (x_b, y_b), \quad (10)$$

де x_b , y_b – координати центра тюка в системі координат агрегату.

Відповідно відстань від осі руху агрегату до центра тюка визначається:

$$R = \|r_b\| = \sqrt{x_b^2 + y_b^2}. \quad (11)$$

Кут орієнтації робочого органу дорівнює:

$$\varphi = \arctan\left(\frac{y_b}{x_b}\right). \quad (12)$$

Таким чином, для забезпечення гарантованого захвату тюка система орієнтації повинна виконувати умову:

$$|\varphi| \leq \varphi_{\max}, \quad (13)$$

де $\varphi_{\max}$ – максимально допустимий кут відхилення робочого органу, град.

Особливий інтерес становить випадок асиметричного розташування підбирального пристрою відносно поздовжньої осі енергетичного засобу. Тоді робоча ширина захвату дорівнює:

$$B = B_0 + e, \quad (14)$$

де B_0 – конструктивна ширина захвату; e – величина бокового зміщення робочого органу.

Імовірність успішного захвату тюка можна виразити функцією:

$$P = f(B, S_b, \sigma_y), \quad (15)$$

де σ_y – середньоквадратичне відхилення поперечного розташування тюків відносно траєкторії руху агрегату.

Енергетичний аналіз процесу показує, що потужність, необхідна для переміщення тюка робочими органами, складає:

$$N = \frac{F_t \cdot v_t}{\eta}, \quad (16)$$

де F_t – тягове або штовхальне зусилля, Н; v_t – швидкість переміщення тюка, м/с; η – ККД механізму.

При транспортуванні тюка по напрямних сила опору руху складає:

$$F_t = f \cdot m_b \cdot g, \quad (17)$$

де f – коефіцієнт опору переміщенню; g – прискорення вільного падіння, м/с².

Тоді потужність процесу транспортування складає:

$$N = \frac{f \cdot m_b \cdot g \cdot v_t}{\eta}. \quad (18)$$

Під час накопичення тюків формується пакет масою

$$M_p = n \cdot m_b, \quad (19)$$

де M_p – маса пакета тюків, кг; n – кількість тюків у пакеті.

Умова забезпечення стійкості пакета:

$$x_c \leq \frac{L_p}{2}, \quad (20)$$

де x_c – координата центра мас пакета; L_p – довжина опорної поверхні, м.

Висновки. Структурний аналіз показав, що найбільший вплив на продуктивність та енергоємність машини мають:

- швидкість руху агрегату;
- відстань між тюками;
- маса тюка;
- параметри системи орієнтації;
- кінематика механізму захоплення;
- місткість накопичувальної платформи.

Технологічна лінія заготівлі сіна є складною багатопараметричною системою, ефективність якої визначається взаємодією кінематичних, силових та часових параметрів. Отримані залежності є теоретичною основою для подальшого обґрунтування конструктивної схеми машини та побудови математичних моделей процесів орієнтації, захвату, укладання і вивантаження тюків.

Список літератури

1. Кузьменко Ф., Холодюк О., Максименко В. Сушіння, тюкування, в'язання: технічні моменти. *Агробізнес сьогодні*. 2021. 17 червня. С. 11–12. <http://agro-business.com.ua> (дата звернення: 15.06.2026)
2. Zhao Y, Diao P, Lu Z, Li X, Li S, Wang S. Design and Test of a Traction Side-Pull Square Straw Bale Pick-Up-and-Stack Truck. *Agriculture*, 2024, 14(11):1978. DOI: <https://doi.org/10.3390/agriculture14111978>
3. Борзненко, В. & Мереф'янський, Г. Тюкування і тюкоперевезення. *Агробізнес сьогодні*. 2020. 16 березня. С. 5. <http://agro-business.com.ua> (дата звернення: 16.06.2026)
4. Sharma A., Brar A.S. Investigation on baler technology for ex situ paddy residue biomass management with energy consumption analysis for wheat establishment. *Int. J. Environ. Sci. Technol.* 2022. 19. P. 6267–6284.
5. Kemmerer B., Liu J. Large Square Baling and Bale Handling Efficiency – A Case Study. *Agricultural Sciences*. 2012. Vol. 3. No. 02. P. 178–183. DOI: <https://doi.org/10.4236/as.2012.32020>
6. Guerrieri A.S., Anifantis A.S., Santoro F., Pascuzzi S. Study of a Large Square Baler with Innovative Technological Systems that Optimize the Baling Effectiveness. *Agriculture*. 2019. 9(5): P. 86.
7. Kemmerer B., Liu J. Comparison of Large Square Bale Handling Options. *ASABE Conference Proceedings*. 2011. Louisville, Kentucky, August 7–10, Paper 1111265.
8. Zhao Y. et al. Design and Test of a Traction Side-Pull Square Straw Bale Pick-Up-and-Stack Truck. *Agriculture*. 2024. 14(11). DOI: <https://doi.org/10.3390/agriculture14111978>
9. Clark R., Limpert R. Design and Development of the Big Bale Handling System. *SAE Technical Paper* 891821. 1989.

References

1. Kuzmenko, F., Kholodyuk, O. & Maksimenko, V. (2021). Drying, baling, knitting: technical aspects. *Agribusiness Today*. (June 17), 11–12. <http://agro-business.com.ua> [in Ukrainian].
2. Zhao, Y, Diao, P, Lu, Z, Li, X, Li, S, & Wang, S. (2024). Design and Test of a Traction Side-Pull Square Straw Bale Pick-Up-and-Stack Truck. *Agriculture*, 14(11):1978. DOI: <https://doi.org/10.3390/agriculture14111978>
3. Borznenko, V. & Merefyansky, G. (2020). Baling and bale transportation. *Agribusiness Today* (March 16), 5. <http://agro-business.com.ua> [in Ukrainian].
4. Sharma, A., & Brar, A.S. (2022). Investigation on baler technology for ex situ paddy residue biomass management with energy consumption analysis for wheat establishment. *Int. J. Environ. Sci. Technol.*, 19, 6267–6284.
5. Kemmerer, B., & Liu, J. (2012). Large Square Baling and Bale Handling Efficiency – A Case Study. *Agricultural Sciences*, 3, 02, 178–183. DOI: <https://doi.org/10.4236/as.2012.32020>
6. Guerrieri, A.S., Anifantis, A.S., Santoro, F., & Pascuzzi, S. (2019). Study of a Large Square Baler with Innovative Technological Systems that Optimize the Baling Effectiveness. *Agriculture*, 9(5):86.
7. Kemmerer, B., & Liu, J. (2011). Comparison of Large Square Bale Handling Options. *ASABE Conference Proceedings*. Louisville, Kentucky (August 7–10), Paper 1111265.
8. Zhao, Y. et al. (2024). Design and Test of a Traction Side-Pull Square Straw Bale Pick-Up-and-Stack Truck. *Agriculture*, 14(11). DOI: <https://doi.org/10.3390/agriculture14111978>
9. Clark, R., & Limpert, R. (1989). Design and Development of the Big Bale Handling System. *SAE Technical*. Paper 891821.

Vladyslav Zubko, Prof., DSc.

Poltava State Agrarian University, Poltava, Ukraine

Yevgen Omelchenko

Sumy National Agrarian University, Sumy, Ukraine

Theoretical Foundations of the Operation of a Machine for Picking Up, Storing, and Transporting Bales

This article examines the theoretical foundations of the operation of a machine for collecting large rectangular bales of forage and by-products of plant origin. The relevance of improving the technological process of hay and straw harvesting is substantiated, taking into account the requirements to reduce the duration of field operations, lower energy and fuel consumption, and increase the productivity of machinery. A functional model of the technological process is proposed, covering the operations of searching for, orienting, grasping, transporting, accumulating, and unloading bales. Mathematical relationships have been developed to determine the duration of the work cycle, machine productivity, the orientation process of the working body, the probability of bale grasping, and the energy performance indicators of the system. Analytical relationships are presented that describe the influence of bale geometric parameters, the unit's travel speed, the distance between bales, and the

orientation system's parameters on the machine's operational efficiency. It has been established that the machine's travel speed, the parameters of the orientation mechanism, the kinematics of bale pickup, and the capacity of the storage platform have the greatest impact on the process's productivity and energy consumption. The results obtained can serve as a theoretical basis for further justification of the design parameters of machines for mechanizing the processes of picking, accumulation, transportation, and unloading of baled products.

bales, bale handling, bale handling platform, bale orientation, productivity, energy consumption, fuel consumption

Одержано (Received) 15.06.2026

Прорецензовано (Reviewed) 22.06.2026

Прийнято до друку (Approved) 24.06.2026

УДК 622.24.08

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2026.56.90-103>

О. В. Русаченко

ДВНЗ «Приазовський державний технічний університет», м. Дніпро, Україна

І. В. Шепеленко, проф., д-р техн. наук

Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна

О. О. Слабий, доц., канд. техн. наук, **Я. С. Гриджук**, проф., докт. техн. наук

ДВНЗ «Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу», м. Івано-Франківськ, Україна

І. В. Дмитрів, доц., канд. техн. наук

НУ «Львівська політехніка», м. Львів, Україна

e-mail: rav@olis-group.com.ua, kntucpfzk@gmail.com, burewisnyk@gmail.com, jaroslav.gridzhuk@gmail.com, ihor.v.dmytriv@lpnu.ua

Вивчення зносу навантаженого ковша, облицьованого гумотканними матами при навантаженні сипучих матеріалів

Представлена робота присвячена вирішенню актуальної науково-практичної задачі, пов'язаної з підвищенням експлуатаційного ресурсу та зниженням динамічної навантаженості робочих органів важких фронтальних навантажувачів, які функціонують в умовах інтенсивної взаємодії з великофракційною кусковою гірською масою низької абразивності. Дослідження умов роботи та характеру зносу елементів виконано шляхом чисельного моделювання методом дискретних елементів (DEM) повного кінематичного циклу роботи у програмному комплексі дискретно-елементного моделювання Ansys Rocky 2025 R2. Виявлено критичну зону підвищеного комбінованого зносу в нижній третині задньої стінки, яку слід вирішувати шляхом локального підсилення футерування керамічними елементами або оптимізацією геометрії робочого органу.

ківш навантажувача, метод дискретних елементів (DEM), зношування, футерування, дисперсоармована гумоткана футеровка, Ansys Rocky, дисипація енергії, контактні напруження

Постановка проблеми. В процесі роботи ковші екскаваторів та навантажувачів, що працюють із кусковою гірською породою піддаються інтенсивному ударному навантаженню, абразивному та втомному зносу. Для запобігання їх передчасному виходу з ладу від абразивного зносу на сьогодні широко поширеною практикою є використання захисних змінних плит із зносостійких сталей або з твердосплавним

наплавленням що значно підвищують абразивні стійкість однак не володіють демпферними властивостями. Внаслідок цього ківш продовжує сприймати ударне навантаження, що спричинює виникнення вібрацій з подальшою їх передачею на робочі органи, що негативно впливає на ресурс їхньої роботи. Одним із способів вирішення даної проблеми є використання футеровки із матеріалів, які мають гарні демпфуючі властивості, до яких належать матеріали на основі полімерів та гуми. Хоча класичні гумові та гумоткані елементи не набули наразі широкого поширення в даній галузі, через низькі механічні властивості гуми, однак сучасні гумоткані матеріали з дисперсним армуванням вуглецевим та скловолокном показують значний ріст механічних властивостей, що розширяє сферу їх можливого застосування. Зважаючи на це, сформовано мету роботи, яка полягає в дослідженні можливості застосування та вивчення умов роботи футерування на основі гуми для захисту частин ковша навантажувача, які сприймають переважно нормальні ударні навантаження.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Інтенсивна взаємодія ковша фронтального навантажувача зі штабелем гірничої маси породжує кілька одночасних механізмів руйнування поверхні: мікрорізання гострокутними частинками при проникненні в матеріал, багатоцикловий втомний знос від повторних ударів і поверхнева деформація від пластичної текучості металу під контактним тиском. Переважання того чи іншого механізму визначається геометричною позицією конкретної ділянки ковша в кінематичному циклі машини. Різальна кромка і днище зазнають переважно тангенціального абразивного впливу, тоді як задня верхня і бокові стінки взаємодіють із матеріалом, що перерозподіляється всередині ковша, умови, за яких частинки б'ють у поверхню під кутами, близькими до нормального. Саме ця принципова відмінність навантаження обумовлює доцільність диференційованого підходу до вибору матеріалу футерування для різних зон ковша. Традиційно в науковій літературі найбільша увага приділяється аналізу напружено-деформованого стану та зносу ріжучої кромки і днища ковша, оскільки саме вони сприймають максимальні контактні навантаження під час впровадження у штабель гірської маси. Однак, як зазначають автори, задня, верхня та бокові стінки ковша також піддаються безперервному циклічному впливу як ударному, так і абразивному – в процесі заповнення та розвантаження матеріалу.

Традиційною відповіддю на проблему абразивного зносу є використання захисних бронеплит виготовлених із зносостійких мартенситних сталей Hardox, Weldox, Creusabro та інших [1–3] або наплавлення твердосплавних покриттів на елементи ковша [4]. Висока твердість цих матеріалів ефективна саме за умов ударного тангенціального зносу. Проте для нормального удару твердість є менш визначальним чинником, аніж здатність матеріалу розсіювати кінетичну енергію частинки без накопичення пошкоджень. Сталева футерування, що не володіє демпфуючими властивостями, в таких умовах генерує значні пікові контактні сили, передає вібрацію на несучу конструкцію та додатково обтяжує ківш, що безпосередньо скорочує корисне навантаження машини. В останні роки у гірничому машинобудуванні спостерігається стійка тенденція до застосування композитних еластомірних матеріалів для захисту поверхонь, що піддаються ударним навантаженням [5–7]. На відміну від металів, гума характеризується гіперпружною поведінкою: при ударі вона накопичує значну частку кінетичної енергії частинки у формі пружної деформації і повертає її при відскоку, суттєво знижуючи імпульс сили і розподіляючи його в часі. Водночас, базова гума має обмежений опір мікрорізанню гострими гранями колотої гірської породи [8–10]. Вирішенням цієї проблеми є застосування дисперсно армованих вугле- або скло-волокном гумотканих матеріалів. Дослідження [8; 11–13] показують, що введення вуглецевого волокна в гумоткану матрицю створює виражений синергетичний ефект:

еластомірна основа забезпечує поглинання ударної енергії, тоді як жорсткий вуглецевий каркас суттєво підвищує опір зсувним зусиллям та абразивному зношуванню. Це відкриває можливість застосування такого матеріалу в якості футерування для стінок ковша, які піддаються переважно нормальному ударному навантаженню, який працює з породами, що характеризуються невисокою абразивністю. Вапняк, мергель, гіпс та подібні відносно м'які гірничі матеріали з округлою або слабострокутною формою зерен є типовими кандидатами для застосування таких захисних систем, оскільки тут відсутній агресивний мікрорізальний вплив, а нормальні удари домінують у навантажувальному спектрі.

Проте, обґрунтування місць розташування такого композиту та його картина зносу потребує додаткового вивчення з розумінням характеру взаємодії ковша з насипним матеріалом протягом усього циклу роботи. Для прогнозування ресурсу захисних покриттів та глибокого дослідження трибологічної взаємодії сипучого середовища з робочими органами сьогодні провідним інструментом є метод дискретних елементів (DEM). Як доведено у роботах [14–19], DEM-моделювання дозволяє отримати детальні карти розподілу зусиль (Force Maps) та спектри кінетичної енергії частинок, які вкрай важко виміряти емпірично. Сучасні середовища DEM дають змогу моделювати насипи із частинок довільної форми та розмірів, враховувати вплив адгезії, рідини та магнітного поля на їх взаємодію, моделювати руйнування частинок під дією зовнішніх сил згідно існуючих теорій роботи млинів та отримувати повні статистичні дані щодо характеру взаємодії частинок із тілами, які дають можливість проведення подальшого більш детального аналізу згідно поставленою задачею [20; 21].

Існуючі дослідження [22–24] демонструють успішне застосування різних моделей зношування (зокрема модифікованих моделей Archard, Fienie, Oka [25; 26] або McLaury [27]) в середовищі DEM для оцінки деградації сталевих поверхонь. Разом з тим, калібрування та застосування цих моделей для еластомерів вимагає комплексного врахування напрямку (кутів атаки) та енергії ударів, а також розподілу нормальних та тангенціальних сил у контактних зонах.

Незважаючи на значний масив публікацій щодо оптимізації геометрії ковшів методами комп'ютерного моделювання, комплексні дослідження, присвячені оцінці застосування еластомірних футерувань на їх частинах, практично відсутні. Відтак, існує об'єктивна наукова та практична потреба у проведенні досліджень умов роботи такого футерування та встановлення умов роботи ковша та визначення найбільш доцільних ділянок встановлення такого футерування. Це дозволить науково обґрунтувати доцільність застосування та оптимальну конфігурацію композитного футерування у зазначених зонах.

Огляд літературних джерел показав, що сучасний розвиток композитів на основі гуми дає можливість їх застосовувати, як футеровку, що володіє, за певних умов роботи, кращими показниками зносостійкості за спеціальні сталі, яка вже пройшла перевірку на практиці в гірничому обладнанні. Незважаючи на наявність досліджень DEM моделюванням ковшів, у оглянутій літературі не досліджувалось питання, щодо доцільності та можливості захисту окремих частин ковша гумотканинами матами.

Постановка завдання. Об'єктом дослідження є ківш фронтального навантажувача Komatsu WA500-8 місткістю 4,5 м³ виготовлений із зносостійкої сталі HARDOX 400, що здійснює процес завантаження із штабеля гранульованого вапняку фракцією 80–120 мм. Для вивчення можливості застосування еластомірної футеровки, задня, верхня та бокові поверхні ковша, що згідно висунутої гіпотези отримують переважно нормальні удари відскоку від сипучого матеріалу в процесі роботи футеровані гумотканинами дисперсно армованими вуглеволокном матами товщиною 20 мм, а їх торці захищені стальними клинами.

Метою даної роботи є дослідження умов роботи та характеру зносу ковша навантажувача, окремі поверхні якого футеровані гумотканими матами, що працює з гранульованою породою низької твердості і абразивності, за умов найбільш оптимальних для забезпечення роботи ковша. Досягнення поставленої мети вимагає розв'язання наступних завдань:

1. Вивчення процесу контактної взаємодії частинок гірської породи з елементами ковша.
2. Дослідження закономірностей розподілу ударної енергії та контактних навантажень по поверхні ковша.
3. Встановити та можливість застосування еластомірної футеровки.

Виклад основного матеріалу. Поставлене завдання вирішується шляхом проведення чисельного експерименту процесу забору породи із штабеля, її підйому та розвантаження в середовищі DEM Ansys Rocky2025R2 та подальшого аналізу отриманих результатів параметрів контактної взаємодії масиву гранульованого вапняку із стінками ковша навантажувача.

Чисельна модель досліджуваної системи в середовищі DEM розроблена на основі моделі описаної в роботі [28], і відтворює типовий цикл роботи фронтального навантажувача. Модель включає робочий механізм та геометрію ковша з футеровкою, поверхня якого дискретизована скінченноелементною сіткою максимальний розміром елемента якої складає 75 мм. Така деталізація забезпечує достатню просторову роздільність для локалізації зон ударного навантаження та кількісної оцінки зносу по окремих ділянках стінок ковша при помірній обчислювальній складності.

З метою зниження обчислювальних витрат у моделі задається виключно кінематика руху робочого механізму, ідентична [28]. Закон руху ковша розраховано в середовищі Ansys Motion та інтегровано в DEM-симуляцію через стандартний інтерфейс FMU (Functional Mock-up Unit). Такий підхід дозволяє точно відтворити реальну траєкторію руху машини без спрощення законів руху та накладних обчислювальних задач розв'язку повних рівнянь динаміки механізму безпосередньо в процесі симуляції в Rocky.

Насип вапняку формується із частинок типу Polyhedron 14 corners із розмірами у діапазоні 80–120 мм. Дана багатогранна форма частинок є найбільш наближена до реальної форми кускового матеріалу та підтримує моделювання процесу руйнування. Врахування можливості руйнування необхідне для забезпечення чисельної стабільності моделі та уникнення виникнення нефізичних сил внаслідок «заклинювання» частинок між елементами рухомої геометрії.

Для отримання якісної картини взаємодії частинок сипучого матеріалу із елементами ковша при дослідженні були активовані наступні модулі:

- *Boundary Collision Statistics* (з усіма підмодулями) – реєстрація параметрів кожного зіткнення частинки з поверхнею: координати точки удару, нормальна та тангенціальна складові швидкості, кут удару, передана імпульсна сила;
- *Contacts Energy Spectra* – спектральний розподіл дисипованої контактної енергії за діапазонами значень;
- *Contacts Overlap Monitor* – контроль глибини перекриття частинок для оцінки числової стабільності;
- *Eroded Mass Analysis* – розрахунок накопиченої ерозійної маси та товщини зносу по поверхні геометрії з активованими моделями зносу Fennie, Oka, McLaury;
- *Multibody Dynamics FMU Coupling* – зв'язок DEM-симуляції з FMU-моделлю кінематики.

Розрахунок зносу був ввімкнений виключно для ковша та гумотканого футерування. Оскільки програмне середовище Rocky не надає можливості призначити

різні моделі зносу з різними параметрами окремим тілам, в дослідженні моделі зносу біли налаштовані під різні матеріали: Fennie і McLaury для сталі, а Ока для еластомірної футеровки. У зв'язку з відсутністю експериментально визначених констант для моделей зносу для конкретних матеріалів, що вивчаються, їх значення прийняті з літературних джерел як типові для відповідних класів матеріалів і є достатніми для порівняльної оцінки. Зведені параметри моделі наведені на рис. 1.

Механічні властивості матеріалів					
Сталь		Футерівка		Вапняк	
Густина, ρ :	7850 кг/м³	Густина, ρ :	1400 кг/м³	Густина, ρ :	2550 кг/м³
Модуль Юнга, E :	210 ГПа	Модуль Юнга, E :	0.1 ГПа	Модуль Юнга, E :	30 ГПа
Коефіцієнт Пуассона, ν :	0.3	Коефіцієнт Пуассона, ν :	0.45	Коефіцієнт Пуассона, ν :	0.3
Параметри контактної взаємодії матеріалів					
Сталь-Вапняк		Футерівка-Вапняк		Вапняк-Вапняк	
Коефіцієнти тертя:		Коефіцієнти тертя:		Коефіцієнти тертя:	
статичний, f_{st} :	0.55	статичний, f_{st} :	0.8	статичний, f_{st} :	0.7
динамічний, f_d :	0.45	динамічний, f_d :	0.7	динамічний, f_d :	0.5
Коефіцієнт відновлення e :	0.45	Коефіцієнт відновлення e :	0.65	Коефіцієнт відновлення e :	0.4
Модель контакту:		Модель руйнування частинки:		Ab-T10	
нормальна сила:	Hysteric Linear Spring	параметри:	Reference Minimum Specyfic Energy:	300 Дж/кг	
дотична сила:	Linear Spring Coulomb Limit		Maximum T10 Value:	50%	
Модель опору коченню:	Type C. Linear Spring Rolling Limit		Minimum Absolute Size:	0.03 м	
Коефіцієнт опору коченню:	0.4				
Моделі зносу					
Fennie модель		Ока модель		McLaury модель	
Моделювання пари: Сталь-Вапняк		Моделювання пари: Футерівка-Вапняк		Моделювання пари: Сталь-Вапняк	
k :	$1 \cdot 10^{-10}$	Reference Erosion Rate:	$1 \cdot 10^{-6}$	A :	$5 \cdot 10^{-8}$
Velocity exponent:	2	Vickers Hardness:	20 МПа	Velocity Exponent:	2
Angle of Maximum Erosium:	25°	$n1$:	0.9	Transition Angle:	20°
		$n2$:	2	b :	-12
		Velocity Exponent:	2.35	c :	7.5
		Reference Velocity:	2 м/с	γ :	0.1

Рисунок 1 – Чисельні параметри досліджуваної моделі

Джерело: розроблено авторами

Розв'язок моделі вівся на проміжку часу 0–20 с з кроком запису результатів симуляції 0,01 с. Для покращення продуктивності Numeric Softening Factor встановлений рівним 0,1. В результаті розв'язку моделі отримано чисельні дані взаємодії гірської породи ковша за один цикл роботи, що дають змогу проаналізувати особливості його роботи. Протягом симуляції значення contact 2,5% overlap не перевищував значення 0,2% для всіх обчислюваних контактів, що вказує на хорошу

математичну стійкість моделі та якість отриманих результатів. На рис. 2 наведено стоп-кадр представлення результатів симуляції у якості тривимірної моделі.

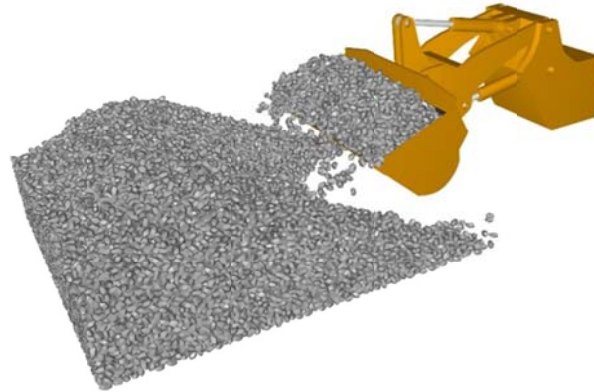
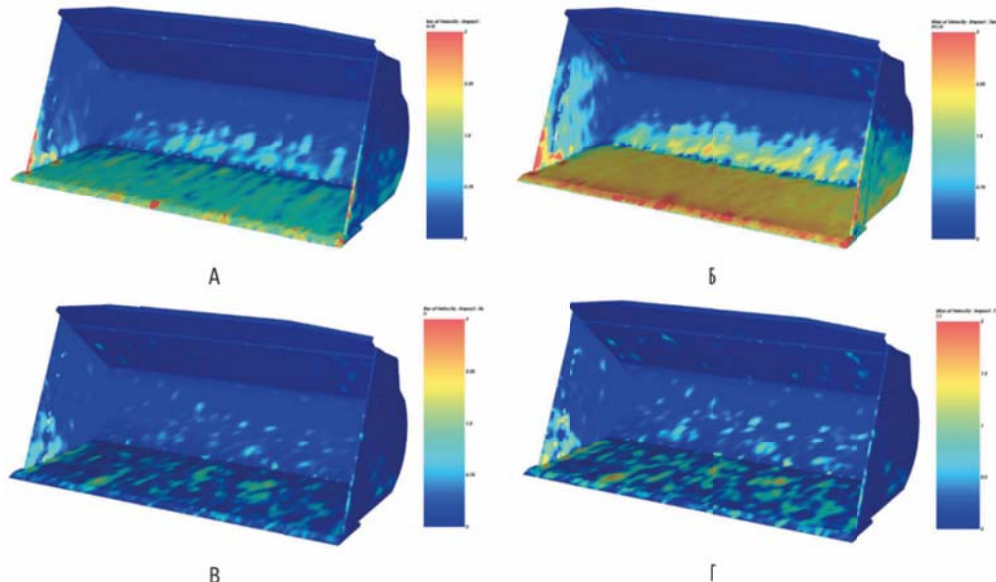


Рисунок 2 – Стоп-кадр симуляції процесу навантажувальних робіт ковшем навантажувача
Джерело: розроблено авторами

Для оцінки характеру взаємодії гранульованого вапняку з елементами ковша першочергово було проаналізовано кінематичні характеристики ударів. На рис. 3 (А, Б) наведено карту розподілу максимальних значень середньої нормальної та тангенціальної швидкості удару визначеної за один крок запису результатів 0.01 за весь досліджуваний робочий цикл. Отримані карти чітко розмежовують робочі зони ковша: днище та ріжуча кромка характеризуються домінуванням тангенціальної швидкості ковзання, на ріжучій кромці також спостерігаються екстремальні значення як нормальної так і тангенціальної складової швидкості взаємодії, тоді як на задній, верхній та частково бокових стінках (де встановлено футерування) фіксуються виражені помірні значення нормальної та тангенціальної швидкості удару. Винятком є нижня частина задньої стінки, яка за результатами симуляції показує значну інтенсивність дотичної взаємодії із гірською породою, що може негативно вплинути на ресурс футерування даної частини ковша.



А – нормальна складова; Б – тангенціальна складова; коефіцієнт асиметрії швидкості:
В – нормальна складова, Г – тангенціальна складова.

Рисунок 3 – Карта розподілу максимальних значень за весь робочий цикл.

Середнє значення швидкості (за один цикл запису результатів – 0,01 с)

Джерело: розроблено авторами

Статистичний аналіз часових рядів кінематики підтверджує зміну характеру потоку матеріалу. Максимальні значення обчисленого усереднений за цикл запису даних коефіцієнт асиметрії (*Average Skewness*) нормальної (рис. 3В) та тангенціальної швидкості удару (рис. 3Г) на поверхні футерування знаходиться у вузькому діапазоні від -0,4 до 0,12. Такі значення свідчать про формування квазісиметричного розподілу динамічних впливів, що вказує на перехід взаємодії великофракційного вапняку з ковшем у фазу усталеного щільного ковзання. Процес відбувається без екстремальних одиничних високошвидкісних ударних аномалій, незважаючи на врахування в моделі процесу руйнування частинок.

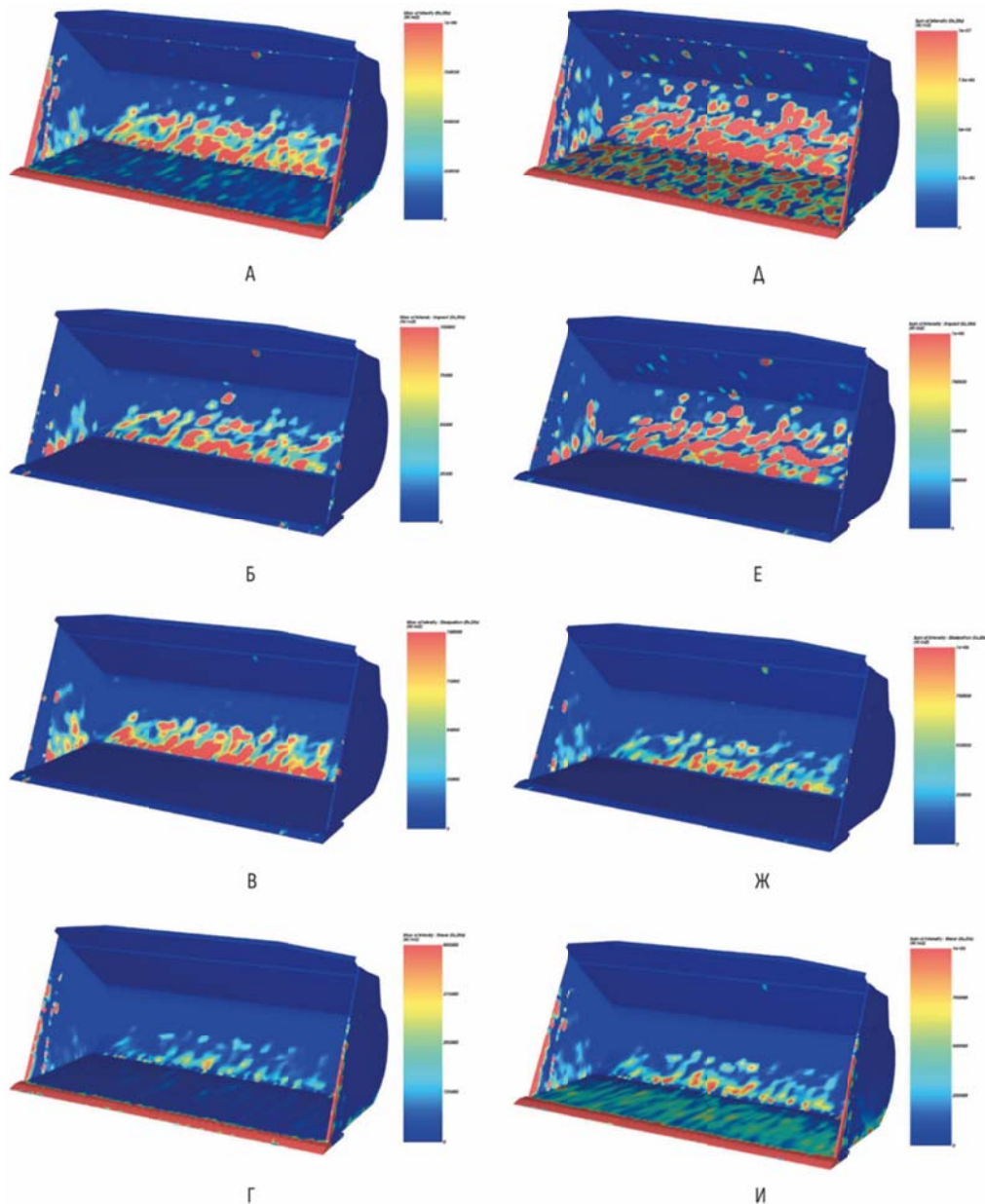
Карти розподілу контактної енергії частинок із елементами ковша протягом досліджуваного циклу отримані за результатами підключення модуля *Contacts Energy Spectra* наведені на рис. 4. Максимальна (рис. 4А) та сумарна (рис. 4Д) енергія взаємодії демонструють яскраво виражену зональну нерівномірність: основна частка пікової контактної енергії концентрується в нижній третині задньої стінки та в зонах лез ковша. Ці ділянки є зонами первинного контакту матеріалу у фазі забору, що пояснює їх підвищене навантаження. Зокрема, слід відмітити відсутність пікових значень енергії взаємодії нижньої стінки ковша із великофракційним вапняком в порівнянні із задньою стінкою, при співвмірному сумарному значенні енергій взаємодії. Це можна пояснити виникненням локальних екстремумів на кінцевому етапі забору матеріалу зі штабеля, коли частинки вапняку втискають в футеровку, так і значно меншим модулем Юнга матеріалу футеровки, що призводить до більших деформацій та триваліших взаємодій вапняку з футеровкою, в порівнянні із сталлю, що значною мірою впливає на обчислене значення енергії взаємодії. Порівняння складових енергії: ударної (рис. 4, Б, Е) та зсуву (рис. 4, Г, И) на досліджуваних поверхнях підтверджує переважання нормального характеру навантаження зон футерування, особливо задньої стінки, яка сприймає основну частину енергії удару по нормалі. Локальні екстремуми енергії зсуву, що спостерігаються в нижній частині задньої стінки ковша, хоча і не набувають значних значень вказують на можливість активного зношення гумотканої футеровки, яка погано працює на дотичний абразивний знос. Зважаючи на це, доцільно розглянути посилення футерування даної частини ковша більш абразивостійкими елементами, наприклад керамічними, на гумотканій основі [5] або розробити нову конструкцію ковша, яка запобігатиме передачі сил, що спричиняють тангенціальний рух частинок, що контактують із футеровкою.

Отримані карти сумарної та максимальної енергії дисипації (рис. 4, В, Ж) підкреслюють позитивні особливості роботи пропонованого футерування на основі гумотканих дисперсно армованих матеріалів. Так, на ділянках із футеруванням енергія дисипації значно перевищує аналогічні показники для сталевих зон. Це підтверджує високу здатність футеровки поглинати та розсіювати енергію, зменшуючи ударне вібраційне навантаження ковша та робочих органів навантажувача.

Аналіз розподілу максимальних нормальних (рис. 5А) та тангенціальних (рис. 5Б) напружень, що виникають на поверхні ковша за весь досліджуваний цикл роботи, яскраво ілюструє докорінну зміну напружено-деформованого стану в контактній зоні при переході від класичної сталеві броне до еластомірного композиту.

На незахищених сталевих ділянках ріжучої кромки та днища, де модуль Юнга матеріалу становить 210 ГПа, зафіксовано чітко локалізовані концентратори нормальних напружень. Вони викликані безпосередніми пружними ударами жорстких багатограних частинок вапняку (модуль Юнга породи 30 ГПа). Натомість у зонах встановлення гумотканих матів на задній та бокових стінках спостерігається суттєве розмиття та редукція ізополів напружень. Завдяки низькому еквівалентному модулю

Юнга футерування та високому коефіцієнту Пуассона, максимальні нормальні контактні напруження на поверхні еластомеру виявилися в 4,3–5,5 разів нижчими, ніж на сталі. Це безпосередньо пов'язано зі збільшенням площі фактичного трибологічного контакту та реалізацією гіперпружного поглинання імпульсу сили.



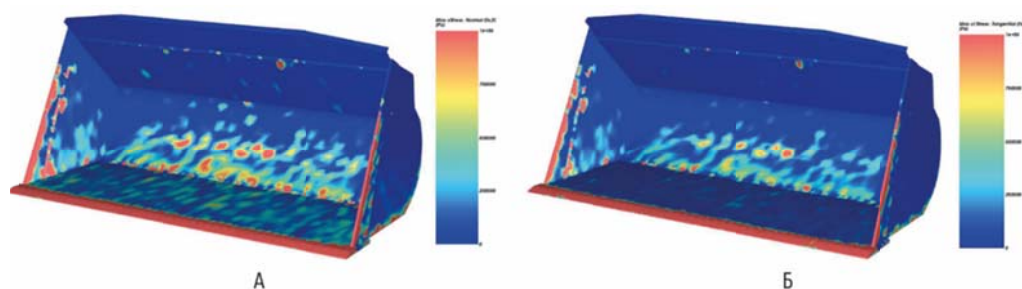
енергія взаємодії (А – максимальна, Д – сумарна); енергія удару (Б – максимальна, Е – сумарна), дисипація енергії (В – максимальна Ж – сумарна), енергія зсуву (Г – максимальна И – сумарна)

Рисунок 4 – Карта розподілу енергії взаємодії частинок з елементами ковша протягом досліджуваного циклу роботи

Джерело: розроблено авторами

Аналіз тангенціальних напружень (рис. 5Б) показує, що дотичні зусилля на поверхні футерування ефективно сприймаються та перерозподіляються завдяки наявності коротких вуглецевих волокон у матриці композиту. Дисперсне армування нівелює схильність чистої гуми до масштабних поверхневих зсувів та виривання матеріалу під дією масивного потоку гірської породи. Проте на межі контакту еластомерних матів із

захисними сталевими клинами фіксуються локальні градієнти тангенціальних напружень. Це підтверджує необхідність точного конструктивного оформлення стиків для запобігання підриву країв футерування в процесі тривалої експлуатації.

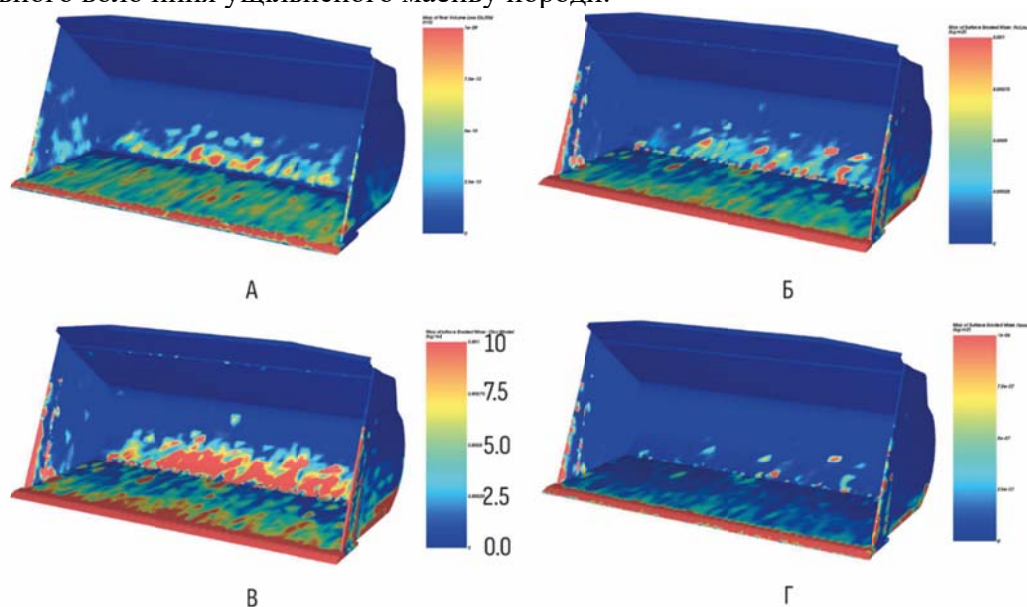


А – нормальні; Б – тангенціальні.

Рисунок 5 – Максимальні напруження, що виникли в ковші за один цикл роботи

Джерело: розроблено авторами

Для довгострокового трибологічного прогнозування та порівняльної оцінки стійкості елементів ковша було активовано модуль *Eroded Mass Analysis* із залученням чотирьох моделей зношування: Archard (рис. 6А), McLaury (рис. 6Б), Ока (рис. 6В) та Fienie (рис. 6Г). Результати розрахунків за моделями Fienie та McLaury, які оптимізовані для опису деградації металевих поверхонь, чітко локалізують максимальну інтенсивність зносу на лобовому листі ріжучої кромки та бічних кутових переходах днища ковша. Модель Fienie, яка враховує мікрорізання за чітко визначеного кута атаки (екстремум ерозії задано при 25°), чітко виділила початкову фазу активного впровадження ковша у штабель, коли порода динамічно зачерпується під гострими кутами. Модель McLaury, що описує нелінійний перехід між деформаційним та абразивним руйнуванням, показала більш згладжену картину довготривалого стирання днища ковша у фазі транспортування та щільного волочіння ущільненого масиву породи.



А – Archard; Б – McLaury; В – Ока; Г – Fienie.

Рисунок 6 – Обчисленні значення зносу ковша навантажувача згідно моделей

Джерело: розроблено авторами

Оцінка зносостійкості гумотканого футерування за допомогою моделі Ока (рис. 6В) підтвердила високу життєздатність еластомеру в умовах переважання нормальних ударів. Згідно з розрахунками, завдяки низькій еквівалентній твердості за Віккерсом, швидкість ерозії в середній та верхній частинах задньої стінки прагне до мінімуму. Матеріал демонструє здатність до майже повного пружного відновлення при кутах удару, близьких до нормалі. Це робить його застосування у цих зонах значно вигіднішим за використання зносостійкої сталі HARDOX 400, яка в аналогічних умовах накопичує втомні мікротріщини через нездатність дисипувати кінетичну енергію.

Проте критичною точкою, зафіксованою всіма чотирма моделями зносу (включаючи Ока та Archard), є нижня третина задньої стінки ковша на стику з днищем. У цій зоні вектор кінематики частинок зазнає різкої зміни напрямку: кінетична енергія потоку вапняку при заглибленні ковша в штабель трансформується у високі зсувні зусилля ущільненого масиву породи. Композитне футерування тут зазнає комбінованого навантаження, де значна частка енергії зсуву (рис. 4И) провокує інтенсивне поверхнєве стирання еластомеру. Товщина зносу за один модельний цикл у цій локальній зоні перевищує середні показники по задній стінці в 3,5–4 рази. Це підтверджує трибологічну небезпеку дотичного абразивного впливу футерування та диктує необхідність впровадження додаткових конструктивних заходів.

Отримані результати DEM-симуляції чисельно підтверджують висунуту гіпотезу щодо доцільності диференційованого підходу до захисту внутрішніх поверхонь ковшів важких навантажувачів. Класичний підхід, який полягає в суцільному бронюванні ковша мартенситними сталями, є надлишковим для задніх і верхніх стінок, оскільки там превалює нормальний удар, для якого висока поверхнева твердість металу не є вирішальним фактором опору руйнуванню. Застосування спектрального аналізу енергії (Contacts Energy Spectra) дозволило виявити, що гумоткане футерування змінює сам характер передачі навантаження на несучу конструкцію ковша. Завдяки низькому модулю Юнга (0,1 ГПа) та високому коефіцієнту Пуассона (0,45), гума розтягує імпульс сили в часі (демпфує удар). Наявність дисперсного вуглецевого армування, у свою чергу, забезпечує достатню жорсткість каркасу для опору дотичним напруженням (рис. 5Б), які виникають при зсуві ущільненого масиву породи під час підйому ковша. Встановлений квазісиметричний розподіл асиметрії (Skewness від -0,4 до 0,11) має вагоме методологічне значення. Він доводить легітимність застосування інтегральних моделей ерозії (McLaury, Oka) для прогнозування довговічності полімерних футерувань у середовищі DEM. Оскільки масив породи рухається у режимі щільного ковзання без хаотичних флуктуацій, усереднені значення енергії зсуву (Shear Energy) є репрезентативними для оцінки втомно-абразивного стирання еластомеру. Разом з тим, мапи зносу (рис. 6) чітко локалізують потенційно вразливі ділянки дисперсно армованої гуми – це зони сполучення стінок, де кінематика потоку змушує уламки вапняку ковзати під гострими кутами, та нижня частина його задньої стінки. Застосування в цих місцях перехідних сталевих клинів, потовщення гумового шару або футеровки із керамічними елементами в гумотканій матриці є необхідною конструктивною умовою для забезпечення рівномірного ресурсу всього ковша. Також можливе розроблення геометрії ковша спеціальної конструкції, яка зменшуватиме інтенсивність дотичного переміщення породи, що контактує із футеровкою.

Висновки: На основі проведеного чисельного моделювання методом дискретних елементів (DEM) процесу взаємодії фронтального навантажувача з гранульованою гірською породою можна зробити наступні висновки. Кінематичний аналіз циклу завантаження вапняку фракцією 80–120 мм довів наявність чітко розмежованих зон впливу. На днищі та ріжучій кромці переважає тангенціальне

ковзання, тоді як на задній та бокових стінках генеруються переважно нормальні ударні навантаження відскоку. Статистичний аналіз швидкостей співудару свідчить про формування режиму щільного ковзання породи без аномальних викидів кінетичної енергії, що створює сприятливі умови для роботи еластичних захисних покриттів, виключаючи ймовірність їх непрогнозованого пробиття окремими брилами. Оцінка спектру контактної енергії підтвердила високу демпфуючу здатність гумотканого дисперсно армованого футерування. Сумарна дисипована енергія в зонах його встановлення дозволяє значно знизити пікові контактні напруження (нормальні та тангенціальні), запобігаючи передачі вібраційного фону на несучу стрілу навантажувача. Встановлено, що застосування еластомірних композитів є доцільним для захисту задньої та верхньої частин ковша при роботі з породами низької абразивності. Відповідно до моделей ерозії Ока, знос гуми в зонах нормального удару є мінімальним порівняно зі сталлю, що за умови правильного конструктивного захисту кромки (сталевими клинами) здатне суттєво підвищити міжремонтний ресурс обладнання. Отримані розрахункові дані показують про значне навантаження та спрацювання, що виникають в нижній частині задньої стінки. Для вирішення цієї задачі слід додатково розглянути можливість її кращого захисту, або зміни геометрії ковша для перерозподілу напрямків ковзання гірської породи в процесі завантаження і її додаткового захисту від надмірних тангенціальних навантажень.

Список літератури

1. SAAB. HARDOX wear plate. Hard and tough. URL: italautocar.com/images/informazioni_tecniche/pdf/en/materials/high_strength_steel/hardox_en.pdf.
2. Ami Attachment Inc. Hardox in my body. 2019. URL: amiattachments.com/wp-content/uploads/2019/04/Hardox-In-My-Body-Brochure-1.pdf.
3. ArcelorMittal. Creusabro. Unique, Best, Proven. 2018. URL: bergsmekaniska.se/wp-content/uploads/2025/03/Creusabro%C2%AE-Brochure-English3.pdf. (acc. date: 07.06.2026).
4. Welding Alloys. Integra engineered wear services. URL: welding-alloys.com/library/integra-engineered-wear-services/. (acc. date: 25.12.2025).
5. Forech. Composite rubber and ceramic liners. URL: cdn.forech.com/fc/media/Composite-Rubber-Ceramic-Liners.pdf. (acc. date: 25.12.2025).
6. Masso. Composite rubber and ceramic liners. 2023. URL: cqmasso.com/trs/es/download/5ce4acab381b355d7dd1570129a3314e/CERAMIC-LINERS-%26-COMPOSITE-RUBBER.pdf. (acc. date: 25.12.2025).
7. FirstGraphene. Bucket Wear Liner Trial Results Point to a 6x Improvement in Lifespan. 4 March, 2021. URL: firstgraphene.net/bucket-wear-liner-trial-results-point-to-a-6x-improvement-in-lifespan-2/.
8. Xu R., Sheng W., Zhou F., Persson B. N. J. Rubber Wear: History, Mechanisms, and Perspectives. *Tribology Letters*. 2025: Vol. 73, № 3. DOI: 10.1007/s11249-025-02025-9.
9. Persson B. N. J., Xu R., Miyashita N. Rubber wear: Experiment and theory. *The Journal of chemical physics*. 2025: Vol. 162, № 7. DOI: 10.1063/5.0248199.
10. Muhr A. H., Roberts A. D. Rubber abrasion and wear. *Wear*. 1992: Vol. 158 № 1-2. P. 213–228. DOI: 10.1016/0043-1648(92)90040-F.
11. Han D., Pan Y., Li S., Xu M., Xiao X., Hao x., Huang E., Wang C., Bian H. Friction and wear of Stellite 6B during sliding against rubber compound with varied carbon fiber content. *Polymer Testing*. 2022: Vol. 106. P. 107470. DOI: 10.1016/j.polymertesting.2021.107470.
12. He Q., Zhou Y., Qu W., Zhang Y., Song L., Li Z. Wear property improvement by short carbon fiber as enhancer for rubber compound. *Polymer Testing*. 2019: T. 77. C. 105879. DOI: 10.1016/j.polymertesting.2019.04.026.
13. Baek D. K., Khonsari M. M. Friction and wear of a rubber coating in fretting. *Wear*. 2005: Vol. 258 № 5-6. P. 898–905. DOI: 10.1016/j.wear.2004.09.075.
14. Frank B., Kleinert J., Filla R. Optimal control of wheel loader actuators in gravel applications: *11th International Conference on Conveying and Handling of Particulate Solids*: Processing of 11th International Conference on Conveying and Handling of Particulate Solids, Edinburgh, UK. Edinburgh. 2024. C. 1–14. DOI: 10.1016/j.autcon.2018.03.005.

15. Liu G., Han X., Wang Z., Wang K., Zhang Z., Duan Z. Viscosity Reduction and Drag Reduction Performance Analysis of Bionic Excavator Buckets Based on Discrete Element Method. *Biomimetics (Basel, Switzerland)*. 2024: Vol. 9 № 11. DOI: 10.3390/biomimetics9110686.
16. Menderes Kalkat, Mehmet Bahadır, Furkan Yılmaz. The determination of the working life of backhoe-loader bucket teeth showing abrasive wear under the effect of dynamic loads. *Niğde Ömer Halisdemir University Journal of Engineering Sciences*. 2023: Vol. 12 № 4. P. 1499–1507. DOI: 10.28948/ngmuh.1324598.
17. Nezami E. G., Hashash Y. M. A., Zhao D., Ghaboussi J. Simulation of front end loader bucket–soil interaction using discrete element method. *International Journal for Numerical and Analytical Methods in Geomechanics*. 2007: Vol. 31 № 9. P. 1147–1162. DOI: 10.1002/nag.594.
18. Wang Y., Wang L., Li C., Xue Z., Sun Y., Ma R., Wang D., Cui M., Wei X., Tang L., Sun Y., Xu W. Optimization of Excavator Bucket Structure by a Coupled Simulation Method. *Applied Sciences*. 2023: Vol. 13 № 20. P. 11336. DOI: 10.3390/app132011336.
19. Svanberg A., Larsson S., Mäki R., Jonsén P. Full-scale simulation and validation of bucket filling for a mining rope shovel by using a combined rigid FE-DEM granular material model. *Computational Particle Mechanics*. 2021: Vol. 8 № 4. P. 825–843. DOI: 10.1007/s40571-020-00372-z.
20. Boehling et al. Rocky Tutorial Guide. 2025. URL: ansyshelp.ansys.com/public/Views/Secured/corp/v252/en/pdf/Rocky_Tutorial_Guide.pdf. (acc. date: 07.06.2026).
21. Dosta M., Andre D., Angelidakis V., Caulk R. A., Celigueta M. A., Chareyre B., Dietiker J.-F., Girardot J., Govender N., Hubert C., Kobylka R., Moura A. F., Skorych V., Weatherley D. K., Weinhart T. Comparing open-source DEM frameworks for simulations of common bulk processes. *Computer Physics Communications*. 2024: T. 296. C. 109066. DOI: 10.1016/j.cpc.2023.109066.
22. Liu B., Zhou Z., Zou R., Yu A. Numerical investigation of bucket wear and excavation performance with non-spherical materials. *Powder Technology*. 2024: T. 447. P. 120219. DOI: 10.1016/j.powtec.2024.120219.
23. Dong Z., Jiang F., Tan Y., Wang F., Ma R., Liu J. Review of the Modeling Methods of Bucket Tooth Wear for Construction Machinery. *Lubricants*. 2023: Vol. 11 № 6. P. 253. DOI: 10.3390/lubricants11060253.
24. Svanberg A., Larsson S., Mäki R., Jonsén P. Full-Scale Simulation and Validation of Wear for a Mining Rope Shovel Bucket. *Minerals*. 2021: Vol. 11 № 6. P. 623. DOI: 10.3390/min11060623.
25. Oka Y. I., Yoshida T. Practical estimation of erosion damage caused by solid particle impact. *Wear*. 2005: T. 259 № 1-6. P. 102–109. DOI: 10.1016/j.wear.2005.01.040.
26. Oka Y. I., Okamura K., Yoshida T. Practical estimation of erosion damage caused by solid particle impact. *Wear*. 2005: T. 259 № 1-6. P. 95–101. DOI: 10.1016/j.wear.2005.01.039.
27. McLaury B. S., Shirazi S. A., Burden T. L. Effect of Entrance Shape on Erosion in the Throat of Chokes. *Journal of Energy Resources Technology*. 2000: Vol. 122 № 4. P. 198–204. DOI: 10.1115/1.1325407.
28. Слабий О. О., Гридчук Я. С., Дмитрів І. В., Суглобов В. В., Русаченко О. В. Дослідження навантаженості ковша облицьованого гумотканними матами при навантаженні сипучих матеріалів. *Вісник Приазовського Державного Технічного Університету. Серія: Технічні науки*. 2026: Т. 1. № 53. С. 162–169. DOI: 10.31498/2225-6733.53.1.2026.359804.

References

1. SAAB. HARDOX wear plate. Hard and tough. URL: https://italautocar.com/images/informazioni_tecniche/pdf/en/materials/high_strength_steel/hardox_en.pdf.
2. Ami Attachment Inc. Hardox in my body. (2019). URL: <https://amiattachments.com/wp-content/uploads/2019/04/Hardox-In-My-Body-Brochure-1.pdf>.
3. Arcelor Mittal. Creusabro. Unique, Best, Proven. (2018). URL: <https://bergsmekaniska.se/wp-content/uploads/2025/03/Creusabro%C2%AE-Brochure-English3.pdf>.
4. Welding Alloys. Integra engineered wear services. URL: <https://welding-alloys.com/library/integra-engineered-wear-services/>.
5. Forech. Composite rubber and ceramic liners. URL: <https://welding-alloys.com/library/integra-engineered-wear-services/cdn.forech.com/fc/media/Composite-Rubber-Ceramic-Liners.pdf>.
6. Masso. Composite rubber and ceramic liners. (2023). URL: <https://welding-alloys.com/library/integra-engineered-wear-services/cqmasso.com/trs/es/download/5ce4acab381b355d7dd1570129a3314e/CERAMIC-LINERS-%26-COMPOSITE-RUBBER.pdf>.

7. First Graphene. Bucket Wear Liner Trial Results Point to a 6x Improvement in Lifespan. 4 March, 2021. URL: <https://firstgraphene.net/bucket-wear-liner-trial-results-point-to-a-6x-improvement-in-lifespan-2/>.
8. Xu, R., Sheng, W., Zhou, F., & Persson, B. N. J. (2025): Rubber Wear: History, Mechanisms, and Perspectives. *Tribology Letters*. Vol. 73, № 3. DOI: <https://doi.org/10.1007/s11249-025-02025-9>.
9. Persson, B. N. J., Xu, R., & Miyashita, N. (2025). Rubber wear: Experiment and theory. *The Journal of chemical physics*. Vol. 162. № 7. DOI: 10.1063/5.0248199.
10. Muhr, A. H., & Robert, A. D. (1992). Rubber abrasion and wear. *Wear*. Vol. 158 № 1-2. P. 213–228. DOI: [https://doi.org/10.1016/0043-1648\(92\)90040-F](https://doi.org/10.1016/0043-1648(92)90040-F).
11. Han, D., Pan, Y., Li, S., Xu, M., Xiao, X., Hao, x., Huang, E., Wang, C., & Bian, H. (2022). Friction and wear of Stellite 6B during sliding against rubber compound with varied carbon fiber content. *Polymer Testing*. Vol. 106. P. 107470. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.polymertesting.2021.107470>.
12. He, Q., Zhou, Y., Qu, W., Zhang, Y., Song, L., & Li, Z. (2019). Wear property improvement by short carbon fiber as enhancer for rubber compound. *Polymer Testing*. T. 77. C. 105879. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.polymertesting.2019.04.026>.
13. Baek, D. K., & Khonsari, M. M. (2005). Friction and wear of a rubber coating in fretting. *Wear*. Vol. 258 № 5-6. P. 898–905. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.wear.2004.09.075>.
14. Frank, B., Kleinert, J., & Filla, R. (2024). Optimal control of wheel loader actuators in gravel applications: *11th International Conference on Conveying and Handling of Particulate Solids*: Processing of 11th International Conference on Conveying and Handling of Particulate Solids, Edinburgh, UK. Edinburgh. P. 1–14. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.autcon.2018.03.005>.
15. Liu, G., Han, X., Wang, Z., Wang, K., Zhang, Z., & Duan, Z. (2024). Viscosity Reduction and Drag Reduction Performance Analysis of Bionic Excavator Buckets Based on Discrete Element Method. *Biomimetics (Basel, Switzerland)*. Vol. 9 № 11. DOI: <https://doi.org/10.3390/biomimetics9110686>.
16. Menderes Kalkat, Mehmet Bahadır, & Furkan Yilmaz. (2023). The determination of the working life of backhoe-loader bucket teeth showing abrasive wear under the effect of dynamic loads. *Niğde Ömer Halisdemir University Journal of Engineering Sciences*. Vol. 12 № 4. P. 1499–1507. DOI: <https://doi.org/10.28948/ngmuh.1324598>.
17. Nezami, E. G., Hashash, Y. M. A., Zhao, D., & Ghaboussi, J. (2007). Simulation of front end loader bucket–soil interaction using discrete element method. *International Journal for Numerical and Analytical Methods in Geomechanics*. Vol. 31 № 9. P. 1147–1162. DOI: <https://doi.org/10.1002/nag.594>.
18. Wang, Y., Wang, L., Li, C., Xue, Z., Sun, Y., Ma, R., Wang, D. et al. (2023). Optimization of Excavator Bucket Structure by a Coupled Simulation Method. *Applied Sciences*. Vol. 13 № 20. P. 11336. DOI: <https://doi.org/10.3390/app132011336>.
19. Svanberg, A., Larsson, S., Mäki, R., & Jonsén, P. (2021). Full-scale simulation and validation of bucket filling for a mining rope shovel by using a combined rigid FE-DEM granular material model. *Computational Particle Mechanics*. Vol. 8 № 4. P. 825–843. DOI: <https://doi.org/10.1007/s40571-020-00372-z>.
20. Boehling et al. (2025). Rocky Tutorial Guide. URL: https://ansyshelp.ansys.com/public/Views/Secured/corp/v252/en/pdf/Rocky_Tutorial_Guide.pdf.
21. Dosta, M., Andre, D., Angelidakis, V., Caulk, R. A., Celigueta, M. A., Chareyre, B., Dietiker, J.-F et al. (2024): Comparing open-source DEM frameworks for simulations of common bulk processes. *Computer Physics Communications*. T. 296. C. 109066. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.cpc.2023.109066>.
22. Liu, B., Zhou, Z., Zou, R., & Yu, A. (2024). Numerical investigation of bucket wear and excavation performance with non-spherical materials. *Powder Technology*, 447, 120219. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2024.120219>.
23. Dong, Z., Jiang, F., Tan, Y., Wang, F., Ma, R., & Liu, J. (2023). Review of the Modeling Methods of Bucket Tooth Wear for Construction Machinery. *Lubricants*. Vol. 11 № 6. P. 253. DOI: <https://doi.org/10.3390/lubricants11060253>.
24. Svanberg, A., Larsson, S., Mäki, R., & Jonsén, P. (2021). Full-Scale Simulation and Validation of Wear for a Mining Rope Shovel Bucket. *Minerals*. Vol. 11 № 6. P. 623. DOI: <https://doi.org/10.3390/min11060623>.
25. Oka, Y. I., & Yoshida, T. (2005). Practical estimation of erosion damage caused by solid particle impact. *Wear*, 259, № 1-6, 102–109. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.wear.2005.01.040>.
26. Oka, Y. I., Okamura, K., & Yoshida, T. (2005). Practical estimation of erosion damage caused by solid particle impact. *Wear*, 259, № 1-6, 95–101. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.wear.2005.01.039>.
27. Mc Laury, B. S., Shirazi, S. A., & Burden, T. L. (2000). Effect of Entrance Shape on Erosion in the Throat of Chokes. *Journal of Energy Resources Technology*. Vol. 122 № 4. P. 198–204. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.1325407>.

29. Slaby, O. O., Grydzhuk, Ya. S., Dmytriv, I. V., Suglobov, V. V., & Rusachenko, O. V. (2026). Research on the loading of a bucket lined with rubber-woven mats when loading bulk materials. *Bulletin of the Azov State Technical University. Series: Technical Sciences*. Vol. 1. No. 53. P. 162–169. DOI: <https://doi.org/10.31498/2225-6733.53.1.2026.359804>. [in Ukrainian]

Oleksandr Rusachenko, post-graduate

Priazovskyi State Technical University, Dnipro, Ukraine

Ihor Shepelenko, Prof., DSc.

Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine

Orest Slabyi, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Yaroslav Hrydzhuk**, Prof., DSc.

Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, Ivano-Frankivsk, Ukraine

Ihor Dmytriv, Assoc. Prof., PhD tech. sci.

Lviv Polytechnic National University, Lviv, Ukraine

A Study of the Wear on a Loaded Bucket Lined with Rubber-Woven Mats when Loaded with Bulk Materials

The paper addresses a highly important engineering and scientific problem of increasing the operational lifetime and mitigating the structural vibration levels of heavy front-end wheel loader buckets operating under intensive interaction with fragmented rock mass of low abrasiveness, such as limestone with a fraction size of 80–120 mm. Conventional wear protection techniques based on continuous lining with high-strength cavities or martensitic steels (such as HARDOX 400) show supreme performance under tangential micro-cutting and sliding abrasion conditions on the cutting edge and bottom plate, but are dynamically sub-optimal for bucket zones dominated by normal impact loads and material recirculation. Rigid metallic liners generate severe peak contact forces, transferring harmful cyclic vibrations to the lifting boom and prime mover structure, thereby decreasing overall equipment reliability and operator comfort. This study proposes and validates a differentiated protection concept by implementing a 20 mm thick elastomer liner made of short carbon-fiber-reinforced rubber-fabric composite on the rear, upper, and side walls of a 4.5 m³ Komatsu WA500-8 bucket, where its structural edges are protected by transition steel wedges. The operational behavior and surface degradation mechanisms were evaluated via comprehensive numerical Discrete Element Method (DEM) simulations encompassing a complete kinematic cycle (digging, lifting, carrying, dumping) realized in Ansys Rocky 2025 R2 software. The bucket kinematics were precisely incorporated using Functional Mock-up Unit (FMU) co-simulation coupling derived from the Ansys Motion environment. Based on computed contact energy spectra and particle velocity fields, the excellent damping capacity of the elastomeric composite was quantitatively verified: its low Young's modulus prolongs the impact pulse duration and drastically amplifies energy dissipation compared to bare steel sections. Statistical time-series analysis of particle kinematics revealed that the average velocity skewness stays within a narrow margin (-0.4 to 0.12), proving the establishment of a steady-state dense sliding regime devoid of catastrophic high-velocity impact anomalies. The simulation successfully pinpointed a vulnerable zone prone to severe tangential abrasion in the lower third of the rear wall, and practical design recommendations, including local ceramic reinforcement layouts or bucket geometry optimization, were formulated to ensure uniform lifespan of the entire equipment.

wheel loader bucket, Discrete Element Method (DEM), surface wear, protective lining, carbon-fiber reinforced rubber, Ansys Rocky, energy dissipation, contact stress fields

Одержано (Received) 18.06.2026

Прорецензовано (Reviewed) 19.06.2026

Прийнято до друку (Approved) 23.06.2026

УДК 631.364.5

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2026.56.104-109>**О. М. Гайденко**, ст. наук. співр., канд. техн. наук*Інститут сільського господарства Степу Національної академії аграрних наук України, м. Кропивницький, Україна**e-mail: gaidenko2014@gmail.com*

Конструкції пристроїв фіксації мішків та створення протитиску при пакуванні солом'яного субстрату для гливи

Наведено конструктивні рішення пристроїв для фіксації мішків та створення протитиску вивантаженню при ущільненні та завантаженні солом'яного субстрату для гливи.
ущільнювач, субстрат, щільність, мішок.

Постановка проблеми. Агробіоценози є джерелом значних обсягів невикористаної органічної сировини, зокрема рослинних залишків соломи. Серед існуючих напрямків її утилізації та переробки найбільш раціональним є використання соломи як поживного субстрату для культивування їстівних грибів гливи.

Аналіз чинного промислового досвіду підтверджує, що фінальна якість субстратного блоку є базовим фактором високої врожайності. При цьому завершальна стадія підготовки – пресування та фасування сировини – безпосередньо формує фізико-механічні характеристики готового середовища.

Для інтенсифікації виробництва та зниження частки ручної праці перспективним є впровадження механізованого пресування за допомогою ущільнювачів поршневого типу. Обладнання поршневої групи найкраще відповідає жорстким агротехнічним вимогам, оскільки дозволяє сумістити процес циклічного стиснення соломистої маси з її безпосереднім пакуванням у полімерну тару.

Проте ширше комерційне впровадження таких ліній стримується дефіцитом комплексних досліджень. Наразі бракує обґрунтованих конструктивно-режимних параметрів пресувальних робочих органів, які здатні одночасно забезпечувати задану щільність пакування та стабільне формування мішка без його пошкодження [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Для пресування сіна та соломи застосовують різне обладнання, яке за типом робочих органів класифікують на поршневе, рулонне, транспортерне, стрічково-вальцеве, вальцеве, штемпельне, кільцеве та шнекове. Завдяки конструктивній простоті найбільшого поширення набули саме поршневі преси, які можуть мати відкриту або закриту камеру ущільнення. Їхньою ключовою перевагою у технологіях виготовлення субстрату є дискретне (порційне) подавання сировини, що забезпечує можливість гнучкого регулювання об'єму готових субстратних блоків [1].

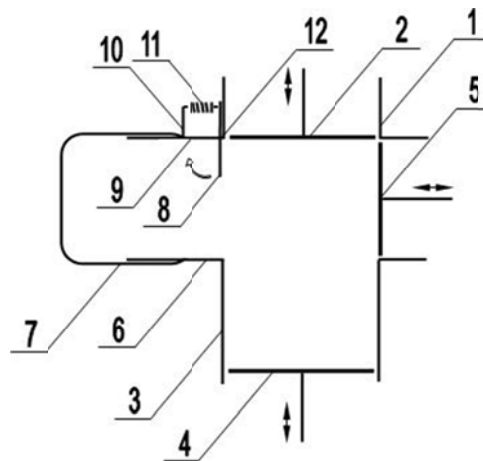
Для пресування та фасування сировини у поліетиленову тару застосовують спеціально розроблений ущільнювач [2]. Його конструкція містить завантажувальні камери циліндричної форми, встановлені на горизонтальній основі, що виконує роль їхнього дна. Процес ущільнення маси до заданих параметрів забезпечується силовим гідроциліндром із поршнем. При цьому необхідна щільність матеріалу безпосередньо регулюється зміною зусилля притискання.

Відомий пресувальний пристрій [3] містить підпресовувальний вузол, механізм приводу, додатковий поршень та приймальну камеру пресувального каналу, обмежену боковими стінками й дном. Через те, що горловина завантажувальної камери навпроти поршня є відкритою, частина сировини потрапляє туди безпосередньо з бункера. Оскільки конструкція не забезпечує стабільного опору під час переміщення початкової порції матеріалу, перші сформовані блоки мають низьку щільність. Головним недоліком такої схеми є неможливість підтримувати заданий ступінь ущільнення субстрату, особливо у разі коливання маси завантажуваних порцій.

Оскільки субстрати для культивування грибів суттєво відрізняються за своїми властивостями від кормових сіно-соломистих матеріалів, більшість розглянутих конструкцій робочих органів не здатні забезпечити належну якість реалізації технологічного процесу. Конструктивні особливості цих ущільнювачів, незалежно від їхнього типу та призначення, не задовольняють специфічних вимог, що висувуються до виробництва субстрату для вирощування гливи.

Постановка завдання. Мета досліджень – створити пристрій для фіксації мішків із сировиною, який забезпечує рівномірний розподіл щільності матеріалу та дозволяє регулювати ступінь його пресування, зокрема у разі коливання ваги завантажуваних порцій.

Виклад основного матеріалу. Спираючись на результати попередніх досліджень, було створено нову конструкцію ущільнювача. На вході до його вивантажувальної горловини встановлено шарнірно закріплену на стінці обмежувальну пластину [4] (рис. 1). Вона створює додатковий опір і перешкоджає довільному переміщенню маси вздовж завантажувального вікна до вивантажувального патрубку, що гарантує досягнення нормативної щільності сировини. Коли головний пресувальний поршень рухається в бік вивантаження, ця підпружинена пластина відхиляється і перекриває вікно. Таке рішення блокує вільний хід матеріалу, забезпечуючи стабільну щільність грибного субстрату для гливи з його паралельним фасуванням у мішки.



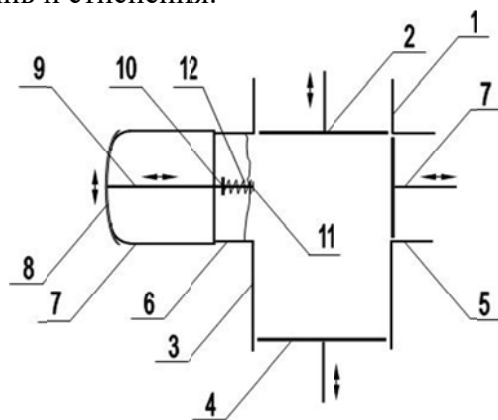
- 1 – завантажувальний бункер; 2 – клапан завантажувальної горловини; 3 – приймальна камера;
 4 – підпресовуючий поршень; 5 – поршень основного ущільнювача; 6 – вивантажувальна горловина;
 7 – мішок для пакування субстрату; 8 – обмежувальна пластина; 9 – вікно обмежувальної пластини;
 10 – кронштейн кріплення пружини; 11 – пружина; 12 – шарнір кріплення обмежувальної пластини

Рисунок 1 – Загальний вигляд поршневого ущільнювача субстрату з обмежувальною пластиною
 Джерело: розроблено авторами

Технологічний процес роботи ущільнювача відбувається так: крізь завантажувальний бункер сировина надходить до приймальної камери, обмеженої

бічними стінками та поршнем. Унаслідок поздовжнього переміщення поршня об'єм камери зменшується, що забезпечує попереднє стиснення маси між бічними поверхнями, клапаном бункера та додатковим поршнем головної камери пресування. Під час подальшого поздовжнього руху додаткового поршня матеріал спрямовується до вивантажувальної горловини для безпосереднього фасування в мішок. Перед входом у горловину потік зустрічає опір підпружиненої обмежувальної пластини, яка блокує його вільний хід в основній камері й гарантує остаточне ущільнення до заданих параметрів.

Суттєвою вадою цього обладнання є нерівномірний розподіл щільності матеріалу по всьому об'єму мішка. Така неоднорідність пресування призводить до погіршення якісних показників готових блоків із субстратом. Зазначений недолік вдалося усунути шляхом інтегрування в конструкцію поршневого преса додаткового пристрою [5] (рис. 2), який забезпечує однорідність ущільнення маси та дозволяє гнучко регулювати ступінь її стиснення.



- 1 – завантажувальний бункер; 2 – клапан завантажувальної горловини; 3 – приймальна камера;
4 – підпресовуючий поршень; 5 – поршень основного ущільнювача; 6 – вивантажувальна горловина;
7 – мішок для пакування субстрату; 8 – опорний пристрій; 9 – шток опорного пристрою;
10 – опорна шайба; 11 – регулювальна гайка; 12 – пружина

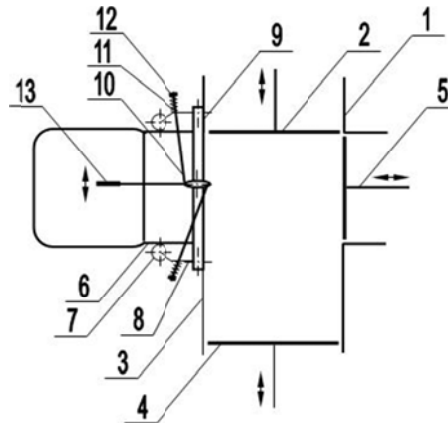
Рисунок 2 – Загальний вигляд поршневого ущільнювача субстрату з опорним пристроєм
Джерело: розроблено авторами

Завдяки шарнірному закріпленню опорного пристрою на бічній поверхні вивантажувальної горловини забезпечується ефективне регулювання щільності матеріалу. Під час роботи цей вузол рухається сповільнено, створюючи опір пакувальній тарі. Це перешкоджає вільному переміщенню спресованої маси на виході з камери й гарантує досягнення заданих параметрів щільності субстрату.

Технологічний процес роботи обладнання відбувається так: крізь завантажувальний бункер сировина надходить до приймальної камери, обмеженої бічними стінками та підпресовувальним поршнем. Поздовжнє переміщення цього поршня зменшує робочий об'єм, забезпечуючи первинне стиснення маси між бічними поверхнями, клапаном бункера та додатковим поршнем головної камери. Під час руху додаткового поршня до вивантажувальної горловини ущільнений матеріал спрямовується на вихід. При цьому опорний пристрій, долаючи опір пружин, сповільнює свій рух і створює регульований протитиск пакувальній тарі, що блокує довільне проходження маси. Для точного налаштування кінцевої щільності субстрату на штоках передбачено регулювальні гайки. Зміна їхнього положення коригує жорсткість пружин і, відповідно, силу зусилля опорного вузла, що заважає вільному виходу суміші з камери.

Вадою цього обладнання є те, що пресування матеріалу відбувається лише в момент його взаємодії з опорним вузлом, причому сила протидії (а отже, і щільність

суміші) нерівномірно зростає в процесі вивантаження з горловини. Щоб усунути цей недолік і обмежити довільне переміщення мішка під час фасування, було створено важільно-амортизаційний притискний пристрій [6] (рис. 3).



- 1 – завантажувальний бункер; 2 – клапан завантажувальної горловини; 3 – приймальна камера;
4 – підпресовуючий поршень; 5 – поршень основного ущільнювача; 6 – вивантажувальна горловина;
7 – прижимний ролик; 8 – важіль ролика; 9 – рамка пристрою; 10 – тяги; 11 – пружина;
12 – регулювальна гайка; 13 – важіль

Рисунок 3 – Загальний вигляд поршневого ущільнювача субстрату з важільно-амортизаційним прижимним пристроєм:

Джерело: розроблено авторами

Завдяки монтажу підпружиненого важільно-амортизаційного притискного пристрою на зовнішній бічній поверхні вивантажувальної горловини забезпечується надійна фіксація мішка. Цей вузол шарнірно закріплений на рамці з можливістю повороту, що дозволяє йому ефективно утримувати пакувальну тару та перешкоджати вільному виходу спресованої маси з горловини камери.

Технологічний процес роботи обладнання відбувається так: крізь завантажувальний бункер сировина надходить до приймальної камери, обмеженої бічними стінками та підпресовувальним поршнем. Поздовжнє переміщення цього поршня зменшує робочий об'єм, забезпечуючи первинне стиснення маси між бічними поверхнями, клапаном бункера та додатковим поршнем головної камери. Під час руху основного пресувального поршня у напрямку вивантажувальної горловини підпружинений важільно-амортизаційний притискний пристрій обмежує вільний хід матеріалу в момент його фасування в мішок. Така конструкція поршневого ущільнювача з важільно-амортизаційним вузлом забезпечує високу однорідність щільності маси та дозволяє гнучко регулювати ступінь її стиснення, зокрема у разі зміни ваги завантажуваної порції, з одночасним пакуванням відповідно до технологічних вимог.

Розглянуті конструктивні елементи пристроїв для фіксації мішків під час заповнення солом'яною сировиною покладено в основу розробки пресувально-фасувального агрегату ПМС-10Г. Ця машина призначена для пресування пастеризованого матеріалу з його одночасним пакуванням у поліетиленову тару для подальшого культивування гливи.

Обладнання для фасування пастеризованого субстрату ПМС-10Г, оснащене важільно-амортизаційним притискним вузлом, успішно пройшло виробничі випробування та було впроваджене в технологічний процес на спеціалізованому підприємстві ТОВ «Славута» (с. Шкарівка Білоцерківський район Київська область) (рис. 4).



Рисунок 4 – Виробничі випробування поршневого ущільнювача субстрату ПМС-10Г з важільно-амортизаційним прижимним пристроєм в ТОВ «Славута»

Джерело: розроблено авторами

Результати виробничих випробувань підтвердили високу працездатність поршневого преса, оснащеного важільно-амортизаційним притискним механізмом. Інтегральна ймовірність того, що щільність сформованих блоків перебуватиме в межах регламентованого технологічного діапазону (від 360 до 400 кг/м³), склала 85,5 %. Отримані ущільнені та фасовані мішки із субстратом повністю відповідали галузевим вимогам щодо культивування гливи.

Продуктивність розробленої фасувальної установки становить 1 т/год. Базовий річний економічний ефект від її впровадження дорівнює 30000 грн, а розрахунковий термін окупності капіталовкладень не перевищує 4 років. Водночас завдяки механізованому пресуванню забезпечується стабільна щільність блоків і рівномірне введення міцелію в усьому об'ємі сировини. Це стимулює приріст урожайності грибів і дозволяє скоротити реальний термін окупності машини до 1 року [1, 7].

Висновки. За результатами проведених досліджень було створено різні конструктивні варіанти пристроїв для фіксації тари та створення протитиску під час пресування й фасування солом'яного субстрату для гливи, зокрема: обмежувальну пластину, опорний пристрій та важільно-амортизаційний притискний механізм. Встановлено, що специфіці технологічного процесу найбільшою мірою відповідає важільно-амортизаційний притискний пристрій. Він забезпечує високу однорідність щільності матеріалу й дозволяє точно регулювати ступінь його стиснення (особливо за умов коливання ваги завантажуваних порцій) із паралельним пакуванням у мішки згідно з регламентом.

Список літератури

1. Гайденко О. М. Обґрунтування параметрів поршневого ущільнювача субстрату для вирощування гливи : автореф. дис. ... канд. техн. наук : спец. 05.05.11 "Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва". Глеваха, 2009. 20 с.
2. Голуб Г. А. Параметри поршневого ущільнювача субстрату при вирощуванні грибів. *Вісник аграрної науки*. 2004. № 4. С. 50.
3. А. с. 1192712 СССР, А 01 F 15/04. Брикетный пресс / П. М. Рошин, П. В. Яговкин, В. В. Князев ; заявл. 10.05.84 ; опубл. 23.11.85, Бюл. № 43.
4. Ущільнювач субстрату: патент 82928 Україна: МПК А 01 F 15/00. / Голуб Г. А., Гайденко О. М. ; заявник та власник патенту Кіровоградський інститут агропромислового виробництва УААН. № а2006 08008 ; заявл. 17.07.06 ; опубл. 26.05.08, Бюл. № 10. 7 с.
5. Ущільнювач субстрату: патент 83562 Україна: МПК А 01 F 15/00. / Гайденко О. М., Голуб Г. А. ;

- заявник та власник патенту Кіровоградський інститут агропромислового виробництва УААН. № а 2006 11216 ; заявл. 24.10.06; опубл. 25.07.08, Бюл. № 14. 7 с.
6. Ущільнювач субстрату: патент 87628 Україна: МПК А 01 F 15/00. / Голуб Г. А., Гайденко О. М. ; заявник та власник патенту Голуб Г. А., Гайденко О. М. ; № а 2008 06032 ; заявл. 08.05.08; опубл. 27.07.09, Бюл. № 14. 3 с.
 7. Голуб Г. А., Гайденко О. М.. Конструктивні особливості пристроїв для утримання мішків при завантаженні соломистим субстратом . *Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України* ; редкол. : Д. О. Мельничук (відп. ред.) та ін. К., 2010. Вип. 144; ч. 3. С. 248 – 256.

References

1. Haidenko, O. M. (2009). *Obgruntuvannia parametriv porshnovoho ushchilniuvacha substratu dlia vyroshchuvannia hlyvy* [Substantiation of parameters of the piston substrate compactor for oyster mushroom cultivation] (Extended abstract of Candidate's thesis, Agricultural Engineering). Hlevakha, 20 p. [in Ukrainian].
2. Holub, H. A. (2004). *Parametry porshnovoho ushchilniuvacha substratu pry vyroshchuvanni hrybiv* [Parameters of the piston substrate compactor during mushroom cultivation]. *Visnyk ahrarnoi nauky* [Bulletin of Agricultural Science], (4), 50. [in Ukrainian].
3. Roshchin, P. M., Yahovkin, P. V., & Kniaziev, V. V. (1985). *Briketnyy press* [Briquette press]. USSR Author's Certificate No. 1192712, Int. Cl. A 01 F 15/04. Application filed May 10, 1984; Published November 23, 1985, Bulletin No. 43.
4. Holub, H. A., & Haidenko, O. M. (2008). *Ushchilniuvach substratu* [Substrate compactor]. Ukrainian Patent for Invention No. 82928, IPC A 01 F 15/00. Applicant and Patent Owner: Kirovohrad Institute of Agricultural Production of the UAAS. Application No. a 2006 08008, filed July 17, 2006; Published May 26, 2008, Bulletin No. 10, 7 p. [in Ukrainian].
5. Haidenko, O. M., & Holub, H. A. (2008). *Ushchilniuvach substratu* [Substrate compactor]. Ukrainian Patent for Invention No. 83562, IPC A 01 F 15/00. Applicant and Patent Owner: Kirovohrad Institute of Agricultural Production of the UAAS. Application No. a 2006 11216, filed October 24, 2006; Published July 25, 2008, Bulletin No. 14, 7 p. [in Ukrainian].
6. Holub, H. A., & Haidenko, O. M. (2009). *Ushchilniuvach substratu* [Substrate compactor]. Ukrainian Patent for Invention No. 87628, IPC A 01 F 15/00. Applicants and Patent Owners: Holub H. A., Haidenko O. M. Application No. a 2008 06032, filed May 8, 2008; Published July 27, 2009, Bulletin No. 14, 3 p. [in Ukrainian].
7. Holub, H. A., & Haidenko, O. M. (2010). Konstruktivni osoblyvosti prystroiv dlia utrymanna mishkiv pry zavantazheni solomystym substratom. *Naukovyi visnyk Natsionalnoho universytetu bioresursiv i pryrodokorystuvannia Ukrainy*, (144, ch. 3), 248–256. [in Ukrainian].

Oleh Haidenko, Senior Researcher, PhD tech. sci.

Institute of Agriculture of the Steppe of the National Academy of Agrarian Sciences of Ukraine, Kropyvnytskyi city, Ukraine

Designs of Bag Fixing and Counter-Pressure Devices for Packing Straw Substrate for Oyster Mushroom Cultivation

The paper presents design solutions for devices intended for bag fixation and creating discharge counter-pressure during the compaction and loading of straw substrate for oyster mushroom cultivation.

Based on the results of the conducted research, various design options for container fixation and counter-pressure generation devices were developed for compacting and packaging straw substrate for oyster mushroom cultivation, namely: a limiting plate, a support device, and a lever-damping clamping mechanism.

It was established that the lever-damping clamping device complies with the specific requirements of the technological process to the greatest extent. It ensures high uniformity of material density and allows for precise regulation of its compaction level (especially under conditions of varying loaded batch weights) with simultaneous packaging into bags according to the technical regulations.

compactor, substrate, density, bag

Одержано (Received) 19.06.2026

Прорецензовано (Reviewed) 22.06.2026

Прийнято до друку (Approved) 26.06.2026

УДК 631.3

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2026.56.110-118>**В.Б. Бойко**, доц., канд. техн. наук, **О. В. Денисенков***Дніпровський державний аграрно-економічний університет, м. Дніпро, Україна**e-mail: boiko.v.b@dsau.dp.ua, service@agrotime.dp.ua*

Аналітичне обґрунтування конструктивних параметрів агромостової машини

У статті розглянуто аналітичне обґрунтування довжини ферми агромоста для мостової технології в точному землеробстві. Актуальність дослідження зумовлена необхідністю зменшення ущільнення ґрунту ходовими системами сільськогосподарської техніки, підвищення точності виконання технологічних операцій та ефективнішого використання площі поля. У попередніх роботах авторами було запропоновано конструктивну схему агромоста з автономним енергоживленням, а в даній статті поглиблено питання вибору його основного конструктивного параметра – довжини ферми. Запропоновано аналітичну модель визначення корисної площі поля з урахуванням напрямних колій, залишкових смуг, транспортних доріжок і майданчика для агромоста. Додатково введено показник питомої металоємності конструкції. Розрахунки виконано для поля шириною 180 м і довжиною 500 м. Встановлено, що довжина ферми 18 м забезпечує кратний поділ поля на 10 робочих смуг, відсутність залишкової смуги, достатній коефіцієнт землевикористання та помірну металоємність, тому може розглядатися як раціональний компромісний варіант.

Controlled Traffic Farming, агроміст, мостова машина, мостове землеробство, довжина ферми, коефіцієнт землевикористання, питома металоємність, напрямні колії, точне землеробство

Постановка проблеми. Сучасний розвиток аграрного виробництва супроводжується зростанням маси, енергонасиченості та ширини захвату сільськогосподарських машин. З одного боку, це дозволяє підвищити продуктивність виконання технологічних операцій, а з іншого – посилює негативний вплив ходових систем на ґрунтове середовище. Багаторазові проходи машинно-тракторних агрегатів по полю спричиняють ущільнення ґрунту, зменшення його пористості, погіршення водопроникності та повітрообміну, що ускладнює розвиток кореневої системи рослин і збільшує енергетичні витрати на подальший обробіток. Особливо актуальною ця проблема є для інтенсивних технологій вирощування овочевих, технічних і просапних культур, де необхідна висока точність розміщення насіння, добрив, засобів захисту рослин та робочих органів.

Одним із напрямів зменшення негативного впливу ходових систем на ґрунт є застосування колійної та мостової систем землеробства. У таких системах рух технічних засобів обмежується постійними технологічними коліями або напрямними, а основна агротехнічна зона поля залишається вільною від багаторазового ущільнення. Теоретичні передумови використання мостового землеробства розглядалися у працях В. О. Улексіна та В. Т. Надикта, де обґрунтовано доцільність винесення ходової частини машин за межі продуктивної зони поля [1, 2]. Подібні підходи розвиваються і в системах Controlled Traffic Farming, у яких рух машин локалізується в межах постійних технологічних колій [3].

Разом з тим, практичне впровадження мостових машин потребує обґрунтованого вибору їх конструктивних параметрів. Одним із головних параметрів є довжина ферми агромоста, яка визначає ширину робочої смуги, кількість напрямних колій, площу

залишкових смуг і загальний коефіцієнт землевикористання. Однак збільшення довжини ферми не завжди є раціональним, оскільки воно супроводжується зростанням маси конструкції, згинальних навантажень, прогинів і питомої металоємності. Тому вибір довжини ферми повинен здійснюватися не лише за критерієм максимального використання площі поля, а й з урахуванням втрат площі на напрямні колії, транспортні доріжки, майданчик для обслуговування агромота та матеріаломісткості несучої конструкції. Це визначає актуальність аналітичного обґрунтування конструктивних параметрів мостової машини для умов аграрного виробництва.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Питання застосування мостових і широкопрольотних машин в аграрному виробництві розглядається у науковій літературі як один із перспективних напрямів зменшення ущільнення ґрунту та підвищення точності технологічних операцій. Вагомий внесок у формування наукових основ мостового землеробства зроблено В. О. Улексіним. У роботі «Перспективи використання мостового землеробства» автором розглянуто можливість переходу від традиційного руху машин по полю до мостової схеми, за якої ходова частина технічного засобу виноситься за межі основної агротехнічної зони [1]. Подальший розвиток цього напрямку наведено у монографії В. Т. Надикта та В. О. Улексіна «Колійна та мостова системи землеробства», де систематизовано теоретичні положення щодо організації руху машин, зменшення ущільнення ґрунту та формування спеціалізованої польової інфраструктури [2].

Близьким за змістом до мостового землеробства є напрям Controlled Traffic Farming. У працях J. Tullberg зазначено, що обмеження руху техніки постійними технологічними коліями дозволяє локалізувати ущільнення ґрунту та зберегти основну частину площі поля в кращому агрофізичному стані [3]. Подальші дослідження D. Antille та співавторів підтверджують, що контрольований рух техніки є важливим напрямом підвищення ресурсної ефективності рослинництва, проте його результативність значною мірою залежить від узгодження ширини захвату машин, колії та схеми поля [4].

Широкопрольотні та порталні машини розглядаються як подальший розвиток систем контрольованого руху. У роботі V. Bulgakov, V. Adamchuk, L. Nozdrovický та V. Kuvachov досліджено ефективність використання широкопрольотної самохідної мостової машини в системі контрольованого руху. Автори відзначають, що ефективність такої системи залежить від параметрів землекористування, ширини технологічних смуг і способу організації руху машини по полю [5]. У працях, присвячених тяговим і енергетичним характеристикам agricultural gantry systems, розглянуто вплив схеми руху, опору коченню, буксування, параметрів приводу та опорних коліс на ефективність роботи порталних аграрних систем [6, 7].

Окреме значення мають дослідження кінематики та маневреності мостових машин. У роботі I. Beloev та співавторів проаналізовано повороти багатопідпорних мостових машин у системі постійної технологічної колії з урахуванням конструктивних параметрів, режимів руху та навантаження [8]. Практичну реалізацію ідеї широкопрольотного контрольованого руху демонструють сучасні системи типу NEXAT, Eole, ASA-Lift, ETC CTBE та ін., у яких ходова частина концентрується в постійних коліях, а робоча ширина змінюється залежно від технологічної операції [9–12].

Аналіз літературних джерел показує, що наукові дослідження достатньо ґрунтовно охоплюють питання ущільнення ґрунту, контрольованого руху, тягово-енергетичних властивостей і кінематики широкопрольотних машин. Водночас недостатньо узагальненим залишається питання комплексного вибору довжини ферми

агромоста з одночасним урахуванням коефіцієнта землевикористання, втрат площі на напрямні колії, транспортні доріжки, майданчик обслуговування, залишкові смуги та питому металоємність конструкції. Саме це обумовлює необхідність проведення подальших аналітичних досліджень у цьому напрямі.

Постановка завдання. Метою дослідження є аналітичне обґрунтування раціональної довжини ферми агромоста з урахуванням ефективності використання земельної площі та питомої металоємності несучої конструкції.

Для досягнення поставленої мети необхідно аналітично обґрунтувати раціональну довжину ферми агромоста з урахуванням коефіцієнта землевикористання та питомої металоємності конструкції. Для цього передбачено визначити вплив довжини ферми на кількість робочих смуг, площу напрямних колій, залишкові ділянки, корисну площу поля та втрати, пов'язані з транспортними доріжками і майданчиком для агромоста. Основним результатом має бути вибір такого значення довжини ферми, яке забезпечує раціональний компроміс між ефективним використанням площі поля, відсутністю залишкових смуг і прийнятною металоємністю мостової машини.

Виклад основного матеріалу. У попередніх дослідженнях авторами було запропоновано конструктивну схему агромоста з автономним енергоживленням для мостової технології в точному землеробстві [13]. Запропонована машина розглядається як спеціалізована технічна система, призначена для виконання технологічних операцій у межах попередньо організованої польової інфраструктури (рис. 1). Її принципова особливість полягає у винесенні ходової частини за межі основної агротехнічної зони поля та переміщенні по постійних напрямних або технологічних коліях. Такий підхід дозволяє зменшити ущільнення ґрунту, підвищити точність виконання операцій і створити передумови для використання змінних робочих модулів.

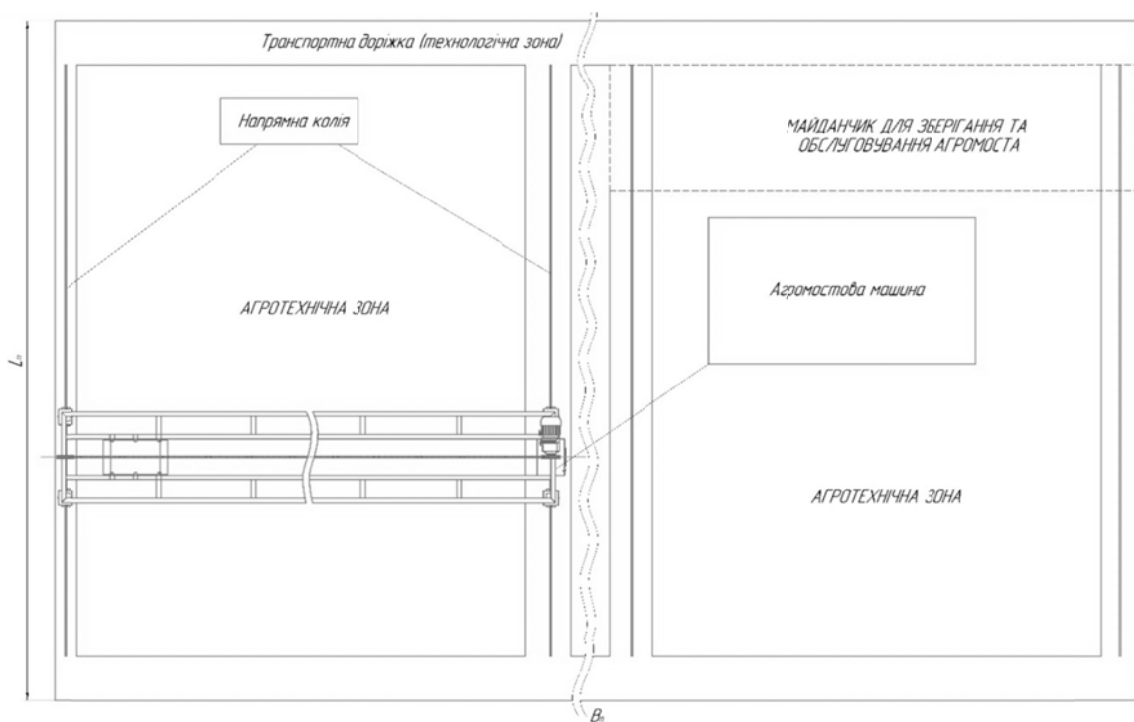


Рисунок 1 – Поле облаштоване за мостової технології землеробства

Джерело: розроблено авторами

Конструктивно агромотова машина включає прогінну частину у вигляді несучої ферми, опорні елементи, ходові візки, напрямні колії, систему автономного енергоживлення, привід переміщення, систему керування та робочий технологічний модуль. Основним елементом, який визначає габаритні, міцнісні та експлуатаційні характеристики машини, є ферма агромота. Саме її довжина визначає ширину робочої смуги, кількість напрямних колій, площу можливих залишкових ділянок і рівень використання земельної площі. Разом з тим збільшення довжини ферми не може розглядатися лише як позитивний чинник. З одного боку, більша довжина прогінної частини дозволяє зменшити кількість робочих смуг і напрямних колій, що сприяє підвищенню коефіцієнта землевикористання. З іншого боку, зі збільшенням довжини ферми зростають згинальні навантаження, прогини, маса металоконструкції та питома металоємність машини. Тому вибір довжини ферми повинен здійснюватися на основі комплексного підходу, який одночасно враховує планувальні параметри поля та конструктивні характеристики агромота.

Для аналітичного обґрунтування довжини ферми прийнято прямокутну форму поля, оскільки за такої конфігурації забезпечується найбільш раціональна організація руху агромотової машини. Загальна площа поля визначається за залежністю:

$$F_z = B_n \cdot L_n, \quad (1)$$

де B_n – ширина поля, м; L_n – довжина поля, м.

Кількість повних робочих смуг, які можуть бути сформовані по ширині поля при заданій довжині ферми, визначається як ціла частина від ділення ширини поля на довжину ферми:

$$N = \left\lfloor \frac{B_n}{L_f} \right\rfloor, \quad (2)$$

де N – кількість повних робочих смуг; L_f – довжина ферми агромота, м.

Якщо довжина ферми не є кратною ширині поля, виникає залишкова смуга, яка не перекривається повною прогінною частиною агромота. Її ширину можна визначити за формулою:

$$B_{\text{зал}} = B_n - N \cdot L_f. \quad (3)$$

Відповідно площа залишкової смуги дорівнює:

$$F_{\text{зал}} = B_{\text{зал}} \cdot L_n. \quad (4)$$

Наявність такої смуги є небажаною, оскільки вона знижує ефективність використання площі, ускладнює організацію руху мостової машини та може потребувати додаткового проходу або застосування іншої техніки. Тому при виборі довжини ферми доцільно прагнути до такого значення, за якого ширина поля поділяється на ціле число робочих смуг.

Оскільки суміжні робочі смуги можуть мати спільні напрямні, кількість напрямних колій приймається як:

$$n_k = N + 1. \quad (5)$$

Площа, зайнята напрямними коліями, визначається за залежністю:

$$F_k = n_k \cdot b_k \cdot L_n = (N + 1) \cdot b_k \cdot L_n, \quad (6)$$

де b_k – ширина однієї напрямної або технологічної колії, м.

Крім площі напрямних і залишкової смуги, при організації мостової технології необхідно враховувати додаткові втрати площі, пов'язані з розміщенням майданчика

для агромота, енергетичного обладнання, змінних робочих модулів, а також транспортних доріжок по обидва боки загінки. Оскільки довжина майданчика залежить від довжини агромота і додатково враховує 2 м на технологічні проходи, а ширина майданчика є сталою і дорівнює $b_m=5$ м, площу майданчика можна визначити за формулою:

$$F_m = (L_\phi + 2) \cdot b_m, \quad (7)$$

За умови, що $b_m=5$ м, рівняння (7) отримає вигляд:

$$F_m = (L_\phi + 2) \cdot 5 \quad (8)$$

Корисна площа поля при використанні агромота зменшується на величину площі, зайнятої напрямними коліями, а також на площу залишкової смуги, яка виникає у разі невідповідності довжини ферми кратності ширини поля:

$$F_{\text{кор}} = F_3 - F_k - F_{\text{зал}}, \quad (9)$$

де F_k – площа, зайнята напрямними коліями, м²; $F_{\text{зал}}$ – площа залишкової смуги, що виникає при некрatному поділі ширини поля на робочі смуги, м².

Площа транспортних доріжок, розміщених по обидва боки загінки, визначається як:

$$F_{\text{тр}} = 2 \cdot b_{\text{тр}} \cdot L_{\text{п}}, \quad (10)$$

де $b_{\text{тр}}$ – ширина однієї транспортної доріжки, м.

За умови $b_{\text{тр}} = 2$ м рівняння (8) матиме вигляд:

$$F_{\text{тр}} = 2 \cdot 2 \cdot L_{\text{п}} = 4L_{\text{п}}. \quad (11)$$

З урахуванням усіх складових втрат корисна площа поля $F_{\text{кор}}$ при використанні агромота визначається за формулою:

$$F_{\text{кор}} = F_3 - F_k - F_{\text{зал}} - F_m - F_{\text{тр}}. \quad (12)$$

Коефіцієнт землевикористання визначимо за рівнянням:

$$k_3 = \frac{F_{\text{кор}}}{F_3}, \quad (13)$$

де k_3 – коефіцієнт землевикористання; $F_{\text{кор}}$ – корисна площа поля, м²; F_3 – загальна площа поля, м².

З урахуванням рівняння (13) коефіцієнт землевикористання можна записати у вигляді:

$$k_3 = \frac{B_{\text{п}}L_{\text{п}} - (N+1)b_kL_{\text{п}} - (B_{\text{п}} - NL_\phi)L_{\text{п}} - F_m - 2b_{\text{тр}}L_{\text{п}}}{B_{\text{п}}L_{\text{п}}}. \quad (14)$$

Наведена залежність дозволяє оцінити вплив довжини ферми агромота на ефективність використання земельної площі з урахуванням як постійних, так і змінних втрат. При цьому змінні втрати залежать від довжини ферми та кількості робочих смуг, а постійні – від організації інфраструктури поля.

Для оцінювання впливу довжини ферми на коефіцієнт землевикористання прийнято такі вихідні дані: ширина поля $B_n=180$ м, довжина поля $L_n=500$ м, ширина однієї прямої колії $b_k=0,5$ м, ширину транспортної доріжки $b_{\text{тр}}=2$ м, загальна площа поля становить $F_3=90000$ м², або 9,0 га.

Для оцінки конструктивної доцільності різних варіантів довжини ферми додатково введено показник питомої металоємності:

$$q_m = \frac{m_\phi}{F_{\text{кор}}}, \quad (15)$$

де m_ϕ –орієнтовна маса ферми, кг.

Орієнтовну масу ферми визначено за степеневою залежністю, яка враховує нелінійне зростання металоємності зі збільшенням довжини прогінної частини:

$$m_\phi = a \cdot L_\phi^b. \quad (16)$$

За базовий варіант прийнято ферму довжиною 18 м з орієнтовною масою $m_\phi=1800$ кг, а показник степеня $b=1,7$. Результати аналітичних досліджень розрахунку для різних значень довжини ферми агромовстої машини наведено в таблиці 1 та представлено графічно на рисунку 2.

Таблиця 1 – Результати аналітичних досліджень довжини агромовстої машини

L_ϕ , м	N	n_k	$V_{\text{зал}}$, м	$F_{\text{зал}}$, м ²	k_3	$F_{\text{кор}}$, га	m_ϕ , кг	q_m , кг/га	$K_{k3} \cdot 10^3$
10	18	19	0	0	0,924	8,319	663	79,7	11,604
12	15	16	0	0	0,933	8,393	903	107,6	8,663
15	12	13	0	0	0,941	8,467	1320	155,9	6,033
18	10	11	0	0	0,946	8,515	1800	211,4	4,476
20	9	10	0	0	0,949	8,539	2153	252,1	3,763
24	7	8	12	6000	0,887	7,987	2935	367,5	2,415
25	7	8	5	2500	0,926	8,337	3146	377,4	2,454
30	6	7	0	0	0,957	8,609	4290	498,3	1,920
36	5	6	0	0	0,959	8,631	5848	677,6	1,415
40	4	5	20	10000	0,850	7,654	6995	914,0	0,931

Джерело: розроблено авторами

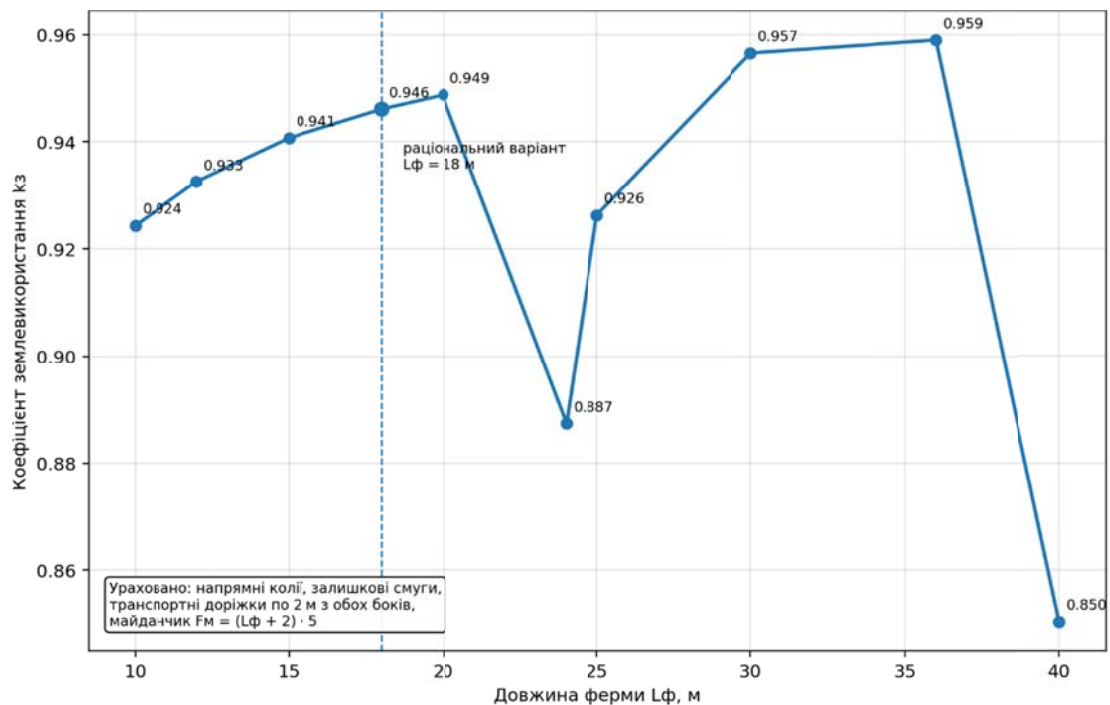


Рисунок 2 – Залежність коефіцієнта землевикористання від довжини ферми агромова

Джерело: розроблено авторами

Отримані результати свідчать, що коефіцієнт землевикористання має нерівномірний характер зміни залежно від довжини ферми агропосту. Це пояснюється тим, що на його значення впливають не лише площі напрямних колій, транспортних доріжок і майданчика для обслуговування, а й наявність залишкової смуги, яка виникає у разі некротного поділу ширини поля на робочі смуги. Найвищі значення коефіцієнта землевикористання спостерігаються у випадках, коли довжина ферми забезпечує кратний поділ ширини поля на ціле число смуг. Для довжин ферми 18, 20, 30 і 36 м залишкова смуга відсутня, що позитивно впливає на корисну площу поля.

Разом з тим збільшення довжини ферми супроводжується суттєвим зростанням орієнтовної маси конструкції та питомої металоємності. Так, при збільшенні довжини ферми з 18 до 36 м коефіцієнт землевикористання зростає лише з 0,9460 до 0,9590, тобто приблизно на 1,37 %, тоді як питома металоємність збільшується з 211,4 до 677,6 кг/га, тобто більш ніж у 3,2 рази. Це свідчить про те, що максимізація коефіцієнта землевикористання не може бути єдиним критерієм вибору довжини ферми, оскільки не враховує зростання матеріаломісткості та ускладнення несучої конструкції.

З урахуванням отриманих результатів, довжина ферми 18 м може розглядатися як раціональний компромісний варіант. Вона забезпечує кратний поділ поля шириною 180 м на 10 робочих смуг, не утворює залишкової смуги, має достатньо високий коефіцієнт землевикористання $k_z=0,946$, корисну площу 8,515 га та помірну питому металоємність 211,4 кг/га. Це дозволяє вважати ферму довжиною 18 м доцільною для мостової машини аграрного призначення.

Висновки. Обґрунтовано доцільність застосування аналітичного підходу до вибору довжини ферми агропосту для мостової технології в точному землеробстві. Запропонована модель дозволяє враховувати не лише ширину поля та довжину ферми, а й втрати площі на напрямні колії, залишкові смуги, транспортні доріжки та майданчик для обслуговування агропосту. Урахування зазначених складових дає змогу точніше визначити корисну площу поля та оцінити ефективність використання земельної ділянки при впровадженні мостової машини.

За результатами розрахунків встановлено, що коефіцієнт землевикористання змінюється нерівномірно та залежить від кратності поділу ширини поля на робочі смуги. Найбільші значення показника спостерігаються за відсутності залишкових смуг. Водночас збільшення довжини ферми супроводжується зростанням маси та питомої металоємності конструкції, тому максимальний коефіцієнт землевикористання не може бути єдиним критерієм вибору.

Для прийнятих умов раціональною є довжина ферми 18 м, яка забезпечує поділ поля шириною 180 м на 10 робочих смуг, коефіцієнт землевикористання $k_z=0,946$, корисну площу 8,515 га та прийнятну питому металоємність. Отримані результати можуть бути використані при проектуванні агропостів і формуванні інфраструктури мостового землеробства.

Список літератури

1. Улексін В. О. Перспективи використання мостового землеробства. *Вісник Дніпропетровського державного аграрного університету*. 2002. № 1. С. 27–29.
2. Надикто В. Т., Улексін В. О. Колійна та мостова системи землеробства : монографія. Мелітополь : ТОВ «Видавничий будинок ММД», 2008. 270 с.
3. Tullberg J. N. Controlled traffic farming. *Soil and Tillage Research*. 2010.
4. Antille D. L., Peets S., Galambošová J., Botta G. F., Rataj V., Macak M., Tullberg J. N., Chamen W. C. T., White D. R., Misiewicz P. A., Hargreaves P. R., Bienvenido J. F., Godwin R. J. Review: Soil compaction and controlled traffic farming in arable and grass cropping systems. *Agronomy Research*. 2019. Vol. 17, № 3. P. 653–682. DOI: 10.15159/AR.19.133.

5. Bulgakov V., Adamchuk V., Nozdrovický L., Kuvachov V. Study of effectiveness of controlled traffic farming system and wide span self-propelled gantry-type machine. *Research in Agricultural Engineering*. 2018. Vol. 64, № 1. P. 1–7.
6. Bulgakov V., Olt J., Kuvachov V., Smolinskyi S. A theoretical and experimental study of the traction properties of agricultural gantry systems. *Agraarteadus : Journal of Agricultural Science*. 2020. Vol. 31, № 1. P. 10–16.
7. Bulgakov V., Kuvachov V., Olt J. Theoretical study on power performance of agricultural gantry systems. *Proceedings of the 30th DAAAM International Symposium “Intelligent Manufacturing & Automation”*. Vienna : DAAAM International, 2019. P. 0167–0175. DOI: 10.2507/30th.daaam.proceedings.022.
8. Beloev I., Kuvachov V., Adamchuk V., Ruzhylo Z. Analytical study of the turns of bridge machines. *Machinery & Energetics*. 2023. Vol. 14, № 3. P. 9–20. DOI: 10.31548/machinery/3.2023.09.
9. NEXAT GmbH. The system: wide-span controlled traffic farming. *NEXAT GmbH* : вебсайт. URL: <https://www.nexat.de/en/the-system/> (дата звернення: 19.02.2026).
10. EOLE Tract. Concept Eole Tract Evolution. Base de recherche et développement Eole-Tract avec l'ICAM institut catholique des arts et des métiers : вебсайт. URL: <https://eole-tract.blogspot.com/> (дата звернення: 29.04.2026).
11. Pedersen H. H. A wide span tractor concept developed for efficient and environmental friendly farming. *Proceedings of the First International Controlled Traffic Farming Conference*. Toowoomba, Australia, 2013. P. 1–7.
12. CTBE. Pesquisa cria colhedora que permite ganho de produtividade. *Brazilian Bioethanol Science and Technology Laboratory (CTBE)*, 2014. URL: <http://ctbe.cnpm.br/colhedora-permite-ganho-produtividade> (дата звернення: 24.03.2026).
13. Бойко В. Б., Денисенков О. В. Агроміст з автономним енергоживленням для мостової технології у точному землеробстві. *Подільський вісник: сільське господарство, техніка, економіка*. 2025. Вип. 4(49). С. 211–219. DOI: <https://doi.org/10.37406/2706-9052-2025-4.32>.

References

1. Uleksin, V. O. (2002). Perspektyvy vykorystannia mostovoho zemlerobstva [Prospects for the use of bridge farming]. *Visnyk Dnipropetrovskoho Derzhavnoho Ahrarnoho Universytetu*, (1), 27–29.
2. Nadykto, V. T., & Uleksin, V. O. (2008). Koliina ta mostova systemy zemlerobstva [Track and bridge farming systems]. TOV “Vydavnychi budynok MMD”.
3. Tullberg, J. N. (2010). Controlled traffic farming. *Soil and Tillage Research*.
4. Antille, D. L., Peets, S., Galambošová, J., Botta, G. F., Rataj, V., Macak, M., Tullberg, J. N., Chamen, W. C. T., White, D. R., Misiewicz, P. A., Hargreaves, P. R., Bienvenido, J. F., & Godwin, R. J. (2019). Review: Soil compaction and controlled traffic farming in arable and grass cropping systems. *Agronomy Research*, 17(3), 653–682. <https://doi.org/10.15159/AR.19.133>
5. Bulgakov, V., Adamchuk, V., Nozdrovický, L., & Kuvachov, V. (2018). Study of effectiveness of controlled traffic farming system and wide span self-propelled gantry-type machine. *Research in Agricultural Engineering*, 64(1), 1–7.
6. Bulgakov, V., Olt, J., Kuvachov, V., & Smolinskyi, S. (2020). A theoretical and experimental study of the traction properties of agricultural gantry systems. *Agraarteadus : Journal of Agricultural Science*, 31(1), 10–16.
7. Bulgakov, V., Kuvachov, V., & Olt, J. (2019). Theoretical study on power performance of agricultural gantry systems. In *Proceedings of the 30th DAAAM International Symposium “Intelligent Manufacturing & Automation”* (pp. 0167–0175). DAAAM International. <https://doi.org/10.2507/30th.daaam.proceedings.022>
8. Beloev, I., Kuvachov, V., Adamchuk, V., & Ruzhylo, Z. (2023). Analytical study of the turns of bridge machines. *Machinery & Energetics*, 14(3), 9–20. <https://doi.org/10.31548/machinery/3.2023.09>
9. NEXAT GmbH. (2024). The system: Wide-span controlled traffic farming. Retrieved February 19, 2026, from <https://www.nexat.de/en/the-system/>
10. EOLE Tract. (n.d.). Concept Eole Tract Evolution: Base de recherche et développement Eole-Tract avec l'ICAM Institut Catholique des Arts et Métiers. Retrieved April 29, 2026, from <https://eole-tract.blogspot.com/>
11. Pedersen, H. H. (2013). A wide span tractor concept developed for efficient and environmental friendly farming. In *Proceedings of the First International Controlled Traffic Farming Conference* (pp. 1–7). Toowoomba, Australia.

12. CTBE. (2014). Pesquisa cria colhedora que permite ganho de produtividade. *Brazilian Bioethanol Science and Technology Laboratory*. Retrieved March 24, 2026, from <http://ctbe.cnpm.br/colhedora-permite-ganho-produtividade>
13. Boiko, V. B., & Denysenkov, O. V. (2025). Ahromist z avtonomnym enerhozhylenniam dlia mostovoi tekhnolohii u tochnomu zemlerobstvi [Agrobridge with autonomous power supply for bridge technology in precision farming]. *Podilskyi Visnyk: Agriculture, Engineering, Economics*, 4(49), 211–219. <https://doi.org/10.37406/2706-9052-2025-4.32>

Vladyslav Boiko, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Oleksandr Denysenkov**

Dnipro State Agrarian and Economic University, Dnipro, Ukraine

Analytical Substantiation of the Design Parameters of an Agro-Bridge Machine

The article presents an analytical substantiation of the design parameters of an agro-bridge machine intended for the implementation of bridge farming technology in precision agriculture. The relevance of the study is determined by the need to reduce soil compaction caused by repeated passes of conventional agricultural machinery and to improve the efficiency of land use during field operations. Bridge and controlled traffic farming systems make it possible to localize the movement of machinery within permanent traffic lanes, while the cultivated area remains free from the direct impact of running gear. However, the practical application of agro-bridge machines requires a scientifically based choice of their main structural parameters, among which the span length of the supporting frame is of primary importance.

The study proposes an analytical model for determining the useful field area depending on the span length of the agro-bridge machine. The model takes into account the total field dimensions, the number of working strips, the area occupied by guide tracks, residual strips formed when the field width is not divided evenly by the machine span, transport lanes, and the service area for the agro-bridge. In addition, the specific metal consumption of the structure is introduced as an important indicator for evaluating the feasibility of increasing the machine span. This makes it possible to assess not only the land-use efficiency but also the material intensity of the supporting structure.

Calculations were performed for a rectangular field 180 m wide and 500 m long. The obtained results show that the land-use coefficient changes unevenly with an increase in the span length. The highest values are achieved when the field width is divided into an integer number of working strips without residual areas. At the same time, increasing the span length leads to a significant increase in the estimated mass and specific metal consumption of the frame. Therefore, the maximum land-use coefficient cannot be considered the only criterion for selecting the span length.

It was established that, under the accepted conditions, a span length of 18 m provides a rational compromise between land-use efficiency and structural material consumption. This option ensures division of the 180 m field width into 10 working strips, eliminates residual field areas, provides a land-use coefficient of 0.946, and maintains an acceptable level of specific metal consumption. The obtained results can be used in the design of agro-bridge machines and in the planning of infrastructure for bridge farming systems in precision agriculture.

agro-bridge machine, bridge farming, controlled traffic farming, precision agriculture, span length, land-use coefficient, useful field area, guide tracks, specific metal consumption, structural parameters

Одержано (Received) 21.06.2026

Прорецензовано (Reviewed) 23.06.2026

Прийнято до друку (Approved) 26.06.2026

УДК 631.37

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2026.56.119-127>**А. В. Чепіжний**, доц., канд. техн. наук, **Т. В. Хворост**, доц., канд. екон. наук*Сумський національний аграрний університет, м. Суми, Україна***С. В. Чугаєв**, канд. с.-г. наук*Великоанадольський лісотехнічний фаховий коледж імені Віктора Єгоровича фон Граффа, м. Апостолове, Дніпропетровська область, Україна***В. Є. Коваленко, В. В. Шутко***Сумський національний аграрний університет, м. Суми, Україна**e-mail: andrii.chepizhnyi@snau.edu.ua, tetiana.khvorost@snau.edu.ua, agro.chugayev@gmail.com, kovalenkovladislav660@gmail.com, v.shutko.gs@snau.edu.ua*

Аналіз основних показників та математичних моделей взаємодії колеса з агрофоном (грунтом)

В статті розглянуто основні аспекти взаємодії колісних рушіїв аграрної техніки з агрофоном. Проведено основний аналіз математичних моделей визначення площі контакту колеса з агрофоном (грунтом), з врахуванням аналізу особливостей їх використання при проведенні розрахунків. Враховано переваги простих математичних моделей, що дозволяють проводити швидкі розрахунки в польових умовах, а також наведено математичні моделі, що дозволяють проводити наукові дослідження з врахуванням максимальної кількості параметрів взаємодії. Визначено, що найбільш ефективною математичною моделлю, опису взаємодії колеса з агрофоном (грунтом) є моделі, що враховують характеристику колеса та агрофону. При цьому необхідно враховувати деформації шини колеса та ґрунту.

Більшість математичних моделей покладені в основу програмного забезпечення, що дозволяє проводити моделювання різноманітних процесів взаємодії колісного рушія з агрофоном (грунтом). Основним платформами на яких реалізовано подібне програмне забезпечення є платформи типу Tyre / Track-Soil Interaction (TT-SI), ADAMS, SoilContact (MATLAB).

Для загального аналізу проведено побудову спрощеного схематичного зображення епюри тиску колеса аграрної техніки на агрофон (грунт). Проведено опис основних зон впливу колеса на агрофон (грунт). На основі отриманих даних площі контакту наведено параметри взаємодії колеса з агрофоном, що описуються силою опору перекочування, площею контакту колеса, а також такими показниками як буксування та юз. Наведено основний вплив даних показників на техніко-експлуатаційні показники роботи сучасної аграрної техніки.

колесо, юз, бічне зчеплення, епюра, тиск, ґрунт, агрофон, опір перекочуванню, агрегат, площа контакту, швидкість руху, математична модель, програмне забезпечення

Постановка проблеми. Розвиток сучасної аграрної техніки, різноманіття колісних рушіїв та шин потребує постійних наукових досліджень з точки зору визначення основних їх параметрів. При цьому визначення параметрів взаємодії колісних рушіїв з агрофоном (грунтом) повинно ґрунтуватись в першу чергу на визначенні параметрів ущільнення ґрунту та визначенні техніко-експлуатаційних показників використання даної техніки. Дослідження основних параметрів взаємодії колісного рушія з агрофоном має першочергову залежність від площі контакту кожного окремого колеса колісного рушія, типу колеса та інших параметрів сучасної аграрної техніки.

Станом на сьогодні існує доволі велика кількість досліджень та математичних моделей, пов'язаних з визначенням площі контакту. При цьому враховуються різноманітні показники такі, як тиск в шині, деформація шини, деформація агрофону (грунту), кількість та форма ґрунтозачепів та інші.

При введенні більшої кількості параметрів для опису взаємодії колеса з агрофоном виникає значне ускладнення проведення розрахунків. Прості математичні моделі легкі в обчисленнях для польових умов та при цьому не враховують великої кількості параметрів взаємодії.

Визначення дійсних значень сили опору перекочування, бічного зчеплення, а також значень буксування та юзу, забезпечує високу достовірність результатів базових обчислень для розрахунку техніко-експлуатаційних показників роботи аграрної техніки та відповідно знаходження найкращих параметрів роботи колісного рушія у реальних умовах експлуатації.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Колісний рушій є найбільш розповсюдженим типом рушія аграрної техніки. При цьому даний тип рушія є не менш складним у конструктивному виконанні, адже він включає до свого складу колеса, що фактично є різними за типом та призначенням. Так у праці [1] запропоновано класифікацію колісних рушіїв аграрної техніки. Відповідно до даної класифікації колеса колісного рушія поділяють на три типи: активне, пасивне та реактивне. Активні колеса відповідно до даної класифікації є привідними колесами аграрної техніки, тобто на них передається крутний момент від двигуна. Пасивні колеса перекочуються під дією сили, яку створюють активні колеса аграрної техніки. Активні та пасивні колеса можуть бути керованими, тобто можуть використовуватись для зміни напрямку руху аграрної техніки.

Відповідно до даної класифікації, основних параметрів та особливостей роботи кожного типу коліс, з яких складається колісний рушій аграрної техніки, отримуємо різні параметри та характеристику взаємодії колеса з агрофоном. Вплив на ущільнення ґрунту та формування колії на агрофоні також різний для даних типів коліс. А отже, математичні моделі для визначення параметрів взаємодії колісного рушія з агрофоном також повинні враховувати дані особливості.

В працях [2] та [7] автором проведено дослідження різноманітних типів колісних рушіїв та сформовано математичні моделі, які дозволяють враховувати параметри колеса та типи шин, що використовуються в аграрній техніці. При цьому визначення основних параметрів взаємодії колісного рушія з агрофоном проводиться, виходячи з математичної моделі визначення площі контакту конкретного колеса. Також в даній праці доволі велика увага приділена вибору параметрів шин тракторів для різних умов використання з описом рівнянь визначення площі контакту колеса з ґрунтом та величини ущільнення ґрунту. Подібні дослідження наведено в праці [4]. Водночас основні параметри впливу на ущільнення агрофону та інші параметри впливу колісного рушія трактора розглянуто в праці [6].

Основні параметри шини колеса враховано в праці [3] для визначення сили опору перекочування. Встановлено основну залежність сили опору перекочування від діаметру колеса, ширини колеса, коефіцієнта ребристості та інших параметрів колісного рушія аграрної техніки. При цьому використовується рівняння визначення площі контакту колеса з врахуванням швидкості руху, коефіцієнта зминання шини та інших параметрів.

При визначенні сили опору перекочування необхідно враховувати і інші параметри, такі як буксування чи юз. Так в праці [5] наведено математичну модель, яка описує колісний рушій, що працює з різними величинами буксування.

Постановка завдання. Відповідно до результатів проведеного аналізу, основним завданням дослідження є визначення математичних моделей, які дозволяють знайти реальні показники взаємодії колісного рушія з агрофоном (ґрунтом) та врахувати найбільшу кількість показників їх роботи.

Виклад основного матеріалу. Найбільш розповсюдженим типом рушіїв в аграрній техніці є колісні рушії. Подібна тенденція серед виробників техніки та шин сприяє значному вдосконаленню даних рушіїв з точки зору матеріалів шин, конструктивних особливостей та параметрів взаємодії їх з агрофоном.

Різні типи коліс та колісних рушіїв, відповідно до своїх особливостей роботи, мають різні показники взаємодії з агрофоном (грунтом). Першочергово є відмінності у показниках взаємодії з агрофоном (грунтом), такими як: сила опору перекочування, сила зчеплення, коефіцієнт буксування, а також відмінність є і в площі контакту шини колеса з агрофоном.

Сьогодні розроблено та використовується доволі велика кількість різноманітних математичних моделей аналізу даних показників взаємодії колеса з агрофоном (грунтом). При цьому всі показники у своїй більшості визначаються з рівнянь площі контакту шин аграрної техніки з агрофоном (грунтом).

Відповідно до цього існують загальні методики визначення площі контакту шини аграрної техніки без врахування особливостей колісного рушія, що призводить до неточностей при визначенні параметрів взаємодії рушія з агрофоном (грунтом). Виходячи з цього використання загальної методики визначення основних параметрів взаємодії з агрофоном (грунтом) неможливо, адже при цьому не будуть враховані всі особливості не лише конструкції шини, а і відповідно особливості колеса рушія.

Основні дослідження в даному напрямку зосереджені фактично лише на параметрах шини аграрної техніки та їх впливу на ущільнення агрофону (грунту) з визначенням площі контакту. Так в праці [2] основна увага приділена вибору параметрів шин тракторів для реальних умов використання з описом рівнянь визначення площі контакту колеса з грунтом та величини ущільнення.

Більшість методик, що використовується для визначення основних параметрів взаємодії колеса з агрофоном (грунтом) є доволі складними та потребують складного моделювання, що відповідно не дає можливості швидкого вирішення проблеми. Водночас більш прості моделі розрахунку не дають необхідного результату, адже в них не закладаються основні показники, що характеризують деформацію шини колеса та агрофону (грунту).

Виходячи з цього існують певні математичні моделі, що використовуються в аграрному машинобудуванні для визначення площі контакту шини колеса аграрної техніки з агрофоном. Для загального розуміння особливостей їх використання розглянемо їх загальних опис.

Відповідно до цього найпростішою математичною моделлю є емпірична модель. Дана модель найбільш часто використовується в аграрному машинобудуванні та фактично має найбільше практичне спрямування порівняно з іншими моделями. Емпірична модель визначення площі контакту шини колеса описується наступним рівнянням:

$$A = \frac{k \cdot \sqrt{W \cdot D}}{p^b}, \quad (1)$$

де k – емпіричний коефіцієнт, який має залежність від твердості агрофону (грунту) та типу шини; W – навантаження на колесо, Н; D – діаметр шини колеса, м; p – тиск повітря в шині, кПа; b – показник ступеня, який знаходиться у межах 0,4–0,8.

Для даної математичної моделі виведені типові значення коефіцієнту k , з врахуванням особливостей агрофону (грунту). Водночас взято за тип агрофону (грунту) наступні показники: дуже м'який ґрунт ($k = 3,2\text{--}3,8$), ґрунт середньої твердості ($k = 2,5\text{--}3,0$), тверда стерня або сухий ґрунт ($k = 1,8\text{--}2,2$), дорога або асфальт ($k = 1,3\text{--}$

1,6), сніг ($k = 0,1-3,5$), болото ($k = 0,5-1,5$). При цьому показник ступеня для кожного з даних агрофонів обирається у залежності від умов, чим менша твердість ґрунту, тим менший даний показник.

Ще більш простою формулою визначення площі контакту шини колеса аграрної техніки, яку доволі часто користуються у польових умовах є наступна:

$$A = W \cdot k, \quad (2)$$

де W – навантаження на колесо, кг; k – коефіцієнт, що враховує, яке навантаження (кг) припадає на 1 см^2 .

Відповідно до цього для кожного агрофону (ґрунту) є певні межі коефіцієнту k . Водночас для м'якого ґрунту коефіцієнт k знаходиться в межах $2,2-2,8 \text{ см}^2/\text{кг}$, для середнього по твердості ґрунту – $1,8-2,2 \text{ см}^2/\text{кг}$, для твердого ґрунту – $1,4-1,8 \text{ см}^2/\text{кг}$ та відповідно для доріг – $1,0-1,3 \text{ см}^2/\text{кг}$. В коефіцієнті k , що використовується в рівнянні (2), також враховано тиск в шині колеса аграрної техніки.

Необхідно також зазначити, що попередні рівняння (1) та (2) фактично не враховують всіх сучасних умов використання колеса аграрної техніки, а також не дають змоги враховувати всі особливості конструкції шини та колеса. Відповідно використання даних формул для визначення площі контакту при проведенні детального аналізу є малоефективним.

В проведенні наукових розрахунків дослідження взаємодії колеса з агрофоном (ґрунтом), а також в стандартах ASABE, використовують так звану «класичну теорію», яка ґрунтується на математичній моделі Bekker. В даній математичній моделі площа контакту шини колеса аграрної техніки з агрофоном враховується через значення глибини занурення. Основним рівнянням даної математичної моделі є:

$$A = b \cdot L, \quad (3)$$

де b – ширина шини, м; L – довжина контакту шини з агрофоном (ґрунтом), м.

Водночас довжина контакту шини з агрофоном (ґрунтом) визначається з даного рівняння:

$$L = 2 \cdot \sqrt{D \cdot z - z^2} = 2 \cdot \sqrt{D \cdot z}, \quad (4)$$

де D – діаметр колеса аграрної техніки, м; z – глибина занурення колеса, м.

Рівняння (4) використовується за умови, що значення глибини занурення колеса є меншим за радіус колеса ($z < R$), за інших умов використання дане рівняння є недоцільним.

Глибина занурення колеса в агрофон (ґрунт) визначається з рівняння:

$$z = \left(\frac{W}{b \cdot (k_c + b \cdot k_\phi)} \right)^n, \quad (5)$$

де W – навантаження на колесо, Н; k_c , k_ϕ – модулі деформації ґрунту, що залежать від його твердості; n – показник деформації, що знаходиться в межах $0,5-1,0$.

Модулі деформації k_c та k_ϕ для різних типів ґрунтів обираються з типових значень. Так для вологого суглинку значення k_c становить $10-30 \text{ кН/М}^{n+1}$, а значення k_ϕ – $800-1500 \text{ кН/М}^{n+2}$, для сухої стерні – $k_c = 50-150 \text{ кН/М}^{n+1}$, $k_\phi = 1500-3000 \text{ кН/М}^{n+2}$, для піщаного ґрунту – $k_c = 10-20 \text{ кН/М}^{n+1}$, $k_\phi = 1000-2000 \text{ кН/М}^{n+2}$.

Основною проблемою математичної моделі Bekker є те, що вона фактично не враховує особливості деформації шини колеса аграрної техніки. Відповідно до цього найбільш точною моделлю для визначення площі контакту колеса з агрофоном (ґрунтом) є модель Wong-Reese. Дана модель враховує деформацію еластичних шин аграрної техніки одночасно з деформацією агрофону (ґрунту).

Для визначення довжини контакту колеса з еластичною шиною за моделлю Wong-Reese використовують рівняння:

$$L = 2 \cdot \sqrt{(\delta_r + \delta_s) \cdot D \cdot \frac{1 - \delta_r}{2R}}, \quad (5)$$

де δ_r – радіальна деформація шини колеса; δ_s – занурення колеса в агрофон (грунт); R – радіус колеса, м;

$$\delta_r = W \cdot \frac{1 + 1,27 \cdot \frac{v^2}{c}}{b \cdot k_t}, \quad (6)$$

$$\delta_s = \left(\frac{W}{b \cdot c_g \cdot L} \right)^{\frac{1}{ng}}, \quad (7)$$

де k_t – жорсткість каркасу шини колеса, Н/м; c_g – жорсткість агрофону.

Математична модель Wong-Reese покладена в основну програмного забезпечення, яке використовується на різних платформах типу Tyre / Track-Soil Interaction (TT-SI), ADAMS, SoilContact (MATLAB).

Для конкретного типу шини колеса аграрної техніки доволі часто використовують поліноміальні апроксимації. Так для шин IF/VF з шириною 650–900 мм використовують наступне рівняння визначення площі контакту:

$$A = a \cdot W^b \cdot p^{-c} \cdot H^d, \quad (8)$$

де a, b, c, d – типові коефіцієнти для шин типу IF/VF; H – твердість ґрунту, МПа;

Відповідно до наведеного аналізу, вибір методу та особливостей розрахунку з використанням наведених математичних моделей виконують залежно від мети розрахунку, особливостей побудови моделі та необхідної швидкості проведення розрахунків.

Відповідно до проведеного розрахунку площі контакту можна виконати епюру тиску колеса аграрної техніки на агрофон (грунт). Епюра тиску є певним графічним зображенням розподілу нормальних напруг (тиску) по площі контакту шини з агрофоном (грунтом). Епюра тиску фактично має доволі складну форму, яка має відмінності між рухомим та нерухомим колесом.

Під нерухомим колесом (статичне навантаження): епюра тиску зазвичай близька до рівномірної або має невелику підвищену напругу в центрі сліду (залежно від конструкції шини та агрофону (грунту)). Під колесом, що рухається (динамічне навантаження): виникає виражений асиметричний розподіл тиску через сили інерції маси ґрунту та деформаційно-швидкісні властивості покриття.

Для подальшого аналізу пропонується навести спрощене схематичне зображення типової епюри (рис. 1).

Відповідно до рисунку 1 спрощена типова епюра має вигляд ексцентрично навантаженої параболи або трапеції з різким зростанням на передній кромці контакту та плавним спадом на задній кромці. Основними зонами та особливостями даної епюри є:

1. Фронтальна зона (передній край сліду, т. А). В даній зоні тиск є максимальним (може у 2–4 рази перевищувати середній тиск). Основною причиною виникнення такого значення тиску є маса ґрунту, що знаходиться попереду шини. Дана маса ґрунту має інерцію і чинить різкий опір його «втискуванню». При цьому колесо також «набігає» на нерухомий ґрунт, створюючи хвилю стиснення.

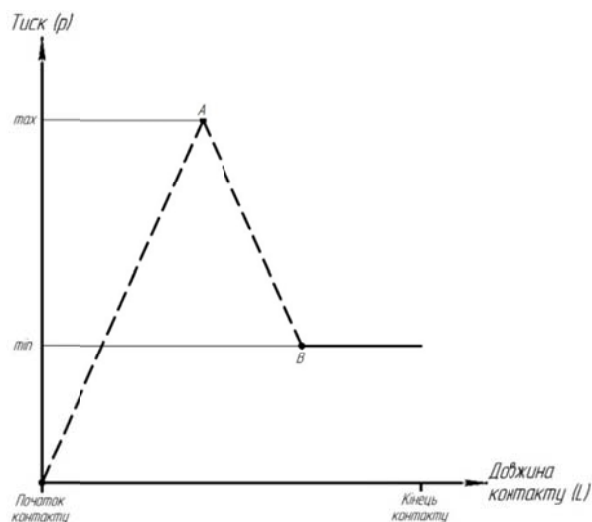


Рисунок 1 – Спрощене схематичне зображення типової епюри тиску колеса аграрної техніки на агрофон (грунт)

Джерело: розроблено авторами

2. Центральна зона (між т. А і В). В даній зоні тиск швидко зменшується від максимуму до значення, близького до середнього або нижче. В даній зоні відбувається основний контакт протектора з ґрунтом та відповідно передача тягового зусилля.

3. Задня зона (задній край сліду, т. В). Дана зона характеризується мінімальним тиском. При цьому деформований ґрунт починає відновлювати свою форму, «підштовхуючи» шину. Енергія, накопичена при стисненні, частково повертається.

Як видно, даний графік має певну асиметрію, яка пояснюється тим, що максимум тиску зміщений до передньої частини контакту. Відповідно до цього чим вища швидкість руху колісної аграрної техніки та жорсткіша шина, тим асиметрія буде більшою.

До основних чинників, що мають вплив на форму та розміри епюри відносяться:

- внутрішній тиск у шині;
- швидкість руху;
- жорсткість каркаса шини;
- малюнок протектора;
- експлуатаційні розміри шини;
- властивості ґрунту;
- вертикальне навантаження на колесо.

Відповідно до цих факторів, чим вище внутрішній тиск у шині, тим вона жорсткіша і тим вище пікове навантаження на передній кромці. Зниження тиску (при допустимих межах) покращує рівномірність розподілу. Також зі збільшенням швидкості руху колісної аграрної техніки зростають динамічні навантаження, асиметрія епюри посилюється, пік тиску зростає. Це одна з причин того, що рух по ґрунту на високих швидкостях є особливо шкідливим.

Не менш важливими є і конструктивні показники шини такі, як жорсткість каркасу шини та малюнок протектора. Шини з більш еластичним каркасом (зменшеного тиску, радіальні) мають більш рівномірну епюру тиску, ніж жорсткі (діагональні). Водночас «агресивний» протектор шини також може створювати місцеві піки тиску в зоні зачеплення ґрунтозачепів, що також має вплив на показники взаємодії колеса з агрофоном (ґрунтом).

Відповідно до вищенаведеного, конструктивні особливості колісного рушія та навантаження на колесо також мають значний вплив на показники взаємодії з

агрофоном (грунтом). Відповідно до цього збільшення навантаження на колісний рушій (колесо) збільшує площу контакту і абсолютні значення тиску, але загальна форма епюри зберігається.

Загалом при проведенні дослідження взаємодії колісного рушія з агрофоном (грунтом) необхідно обов'язково враховувати його властивості.

Відповідно до праці [3], знаючи основні параметри площі контакту, можна визначити більш точно опір перекочуванню колеса аграрної техніки, що описується рівнянням:

$$f = \frac{F_f \cdot 100}{m}, \quad (9)$$

де F_f – сила опору перекочування колеса, Н; m – маса колісної техніки, кг.

Не менш важливими при аналізі площі контакту та ущільнення агрофону (грунту) є величина буксування та юзу. Дані значення мають також негативний вплив на техніко-експлуатаційні показники роботи аграрної техніки.

Теоретично буксування залежно від пройденої відстані можна описати умовою:

$$S < 2\pi Rn, \quad (10)$$

де S – пройдена відстань аграрною технікою, м; n – кількість обертів колеса на певній відстані S , обертів.

При цьому виникнення юзу описується зворотною умовою:

$$S > 2\pi Rn. \quad (11)$$

Відповідно до наведених рівнянь (10) та (11) бачимо, що буксування та юз є доволі негативними значеннями. Водночас у колісної аграрної техніки при виконанні технологічних операцій по вирощуванню різноманітних культур більше зустрічається буксування (особливо при проведенні обробітку ґрунту). Юз фактично у більшості ситуацій виникає при проведенні транспортних робіт коли відбувається часткове чи повне блокування обертання колеса (наприклад блокування гальмами). При цьому аграрна техніка під дією сили інерції продовжує рух. Також юз виникає при передачі крутного моменту від колеса іншим робочим органам аграрної техніки, наприклад, висівним апаратам.

Якщо негативний вплив від буксування спрямований на зростання витрати палива, втрату потужності, зниження продуктивності та прискорення зносу шин, то юз фактично має найбільший негативний вплив на нерівномірність зносу шин та навантаження на трансмісію аграрної техніки. Водночас з безпекової точки зору юз здатен призвести до повної втрати керованості аграрною технікою.

При врахуванні всіх аспектів взаємодії колісного рушія (колеса) аграрної техніки з агрофоном не менш важливим показником є бічне зчеплення колеса з агрофоном. Бічне зчеплення має найбільший вплив за умови перпендикулярного зміщення, коли колесо рухається під кутом до своєї площини обертання. В подібних ситуаціях виникає бічне зчеплення або поперечне зчеплення.

Коефіцієнт бічного зчеплення ($\mu_{\text{бічне}}$) колеса зазвичай значно нижчий, ніж коефіцієнт поздовжнього зчеплення. Так, наприклад, якщо шина колеса має $\mu = 0,8$ для гальмування, то її бічне зчеплення може бути близько $\mu_{\text{бічне}} = 0,6 \dots 0,7$.

Ключовим поняттям при аналізі бічного зчеплення є кут бічного введення. Відповідно кут бічного введення є кутом між напрямком руху колеса і площиною його обертання. Від величини даного кута також залежить і сила бічного зчеплення, яка характеризує коефіцієнт бічного зчеплення.

За умови, коли кут бічного введення має великі значення, відбувається бокове ковзання (занос) колеса аграрної техніки. Всі ці параметри мають значний вплив на особливості взаємодії колісної аграрної техніки з агрофоном (грунтом) при виконанні

різноманітних технологічних операцій в сільському господарстві.

На всі ці параметри мають значний вплив конструктивні параметри колеса, його тип та інші показники аграрної техніки. Врахування всіх параметрів потребує значного дослідження та моделювання через визначення основних показників взаємодії колісного рушія з агрофоном (грунтом).

Висновки. В більшості літературних джерел взаємодія колісного рушія з агрофоном (грунтом) описується через площу контакту колеса з агрофоном (грунтом). Водночас використовуються різноманітні математичні моделі, які за своєю структурою та змістом можуть бути простими та складними. Складні моделі враховують більшу кількість параметрів колеса аграрної техніки та показників взаємодії з агрофоном (грунтом). Але розв'язання подібних задач потребує доволі великих розрахункових зусиль. Прості моделі використовуються для швидкого розрахунку у польових умовах, адже вони не потребують великої кількості параметрів та, по суті, дають доволі приблизні значення.

Проектування взаємодії колеса з агрофоном зводиться до отримання значень основних показників (опору перекочування, зчеплення, бічного зчеплення та ін.) та епюри тиску колеса на агрофон (грунт). Епюра тиску колеса рухомої аграрної техніки на агрофон є високоасиметричною з чітко вираженим максимумом у передній частині контакту. Ця динамічна характеристика є основним фактором утворення колії, визначає опір перекочування та ефективність техніко-експлуатаційних показників роботи аграрної техніки. Для мінімізації шкідливого впливу на агрофон (грунт) сучасна аграрна техніка використовує шини, спроектовані для максимального вирівнювання цієї епюри.

Проведення подальших досліджень потребує створення математичної моделі, яка врахує максимальну кількість параметрів та буде максимально простою для розрахунків. При цьому отриману математичну модель обов'язково потрібно підтвердити проведенням польових досліджень в реальних умовах використання колісних рушіїв.

Список літератури

1. Особливості сучасної класифікації ходових систем аграрної техніки. Зубко В. М., Чепіжний А. В., Коваленко В. Є., Шутко В. В. *Вісник Сумського національного університету. Серія: Механізація та автоматизація виробничих процесів*. 2025. №4. С. 64–69. <https://doi.org/10.32782/msnau.2025.4.9>.
2. Ребров О. Ю. Вибір параметрів шин сільськогосподарських тракторів. Харків : Видавець: О.А. Мірошніченко, 2021. 304 с.
3. Визначення коефіцієнта опору перекочування сучасної аграрної техніки на різних агрофонах. / Чепіжний А. В., Зубко В. М., Коваленко В. Є., Шутко В. В. *Вісник Сумського національного університету. Серія: Механізація та автоматизація виробничих процесів*. 2024. №3(57). С. 59–68. <https://doi.org/10.32782/msnau.2024.3.9>
4. Теоретичне обґрунтування типу колісних сільськогосподарських тракторів для України / Адамчук, В. В., Булгаков, В. М., Надикто, В. Т., Крючев, В. М. *Таврійський державний агротехнологічний університет, Вісник аграрної науки*. 2017. №95(1). С.43–47.
5. Лебедев, А. Т., Калінін, Є. І., Шуляк, М. Л. Опір перекочування колеса, що працює з буксуванням, *Сільськогосподарські машини*. Луцьк. 2015. №32, С.109–115.
6. Лебедев, С. А. Підвищення агрологічних якостей сільськогосподарських колісних тракторів. *Техніка і технологія АПК*. 2016. №1, С.16–21.
7. Ребров, О. Ю. Теоретичне обґрунтування основних параметрів колісних сільськогосподарських тракторів. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. Харків, 2017. №8. С.243–254.

References

1. Zubko, V. M., Chepizhnyi, A. V., Kovalenko, V. E., & Shutko, V. V. (2025). Osoblyvosti suchasnoi

- klasifikatsii khodovykh system ahranoi tekhniky [Features of the modern classification of running systems of agricultural machinery]. *Visnyk Sumskoho natsionalnoho universytetu. Seriya: Mekhanizatsiia ta avtomatyzatsiia vyrobnychkykh protsesiv*, (4), s. 64–69 (in Ukrainian). <https://doi.org/10.32782/msnau.2025.4.9>
2. Rebrov, O. Yu. (2021). Vybir parametriv shyn silskohospodarskykh traktoriv [Selection of tire parameters for agricultural tractors]. Kharkiv, Miroshnychenko O. A., 302 (in Ukrainian).
 3. Chepizhnyi, A. V., Zubko, V. M., Kovalenko, V. Ye., Shutko, V. V. (2024). Vyznachennia koefitsiienta oporu perekochuvannia suchasnoi ahranoi tekhniky na riznykh ahrofonakh [Determination of the overflow resistance coefficient of modern agricultural techniques on different agrophones]. Sumy, *Visnyk Sumskoho natsionalnoho ahrarnoho universytetu*, 3(57), 59–68 (in Ukrainian). <https://doi.org/10.32782/msnau.2024.3.9>
 4. Adamchuk, V. V., Bulhakov, V. M., Nadykto, V. T., Kriuchev, V. M. (2017). Teoretychne obgruntuvannia typazhu kolisnykh silskohospodarskykh traktoriv dlia Ukrainy [Theoretical justification of the type of wheeled agricultural tractors for Ukraine]. Tavriyskiy derzhavnyi ahrotekhnolohichnyi universytet, *Visnyk ahranoi nauky*, 95(1), 43–47 (in Ukrainian).
 5. Lebedev, A. T., Kalinin, Ye. I., Shuliak, M. L. (2015). Opir perekochuvannia koleasa, shcho pratsiuie z buksuvanniam [Rolling resistance of a wheel operating with skidding]. Lutsk, *Silskohospodarski mashyny*, 32, 109–115 (in Ukrainian).
 6. Lebediev, S. A. (2016). Pidvyshchennia ahroekolohichnykh yakosti silskohospodarskykh kolisnykh traktoriv [Improving the agroecological qualities of agricultural wheeled tractors]. *Tekhnika i tekhnolohiia APK*, 1, 16–21 (in Ukrainian).
 7. Rebrov, O. Yu. (2017). Teoretychne obhgruntuvannia osnovnykh parametriv kolisnykh silskohospodarskykh traktoriv [Theoretical justification of the basic parameters of wheeled farm tractor]. Kharkiv, *Tekhnichniy servis ahropromyslovoho, lisovoho ta transportnoho kompleksiv*, 8, 243–254 (in Ukrainian).

Andrii Chepizhnyi, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Tetiana Khvorost**, Assoc. Prof., PhD tech. sci.

Sumy National Agrarian University, Sumy, Ukraine

Serhii Chugaiev, PhD agric. sci.

Viktor Yegorovich von Graff Velykoanadolsk Forestry Technical College, Apostolove, Dnipropetrovsk Oblast, Ukraine

Vladyslav Kovalenko, Vitalii Shutko

Sumy National Agrarian University, Sumy, Ukraine

Analysis of the Main Indicators and Mathematical Models of the Interaction of the Wheel with the Agrobackground (Soil)

The article considers the main aspects of the interaction of wheel drives of agricultural machinery with the agrobackground. A basic analysis of mathematical models for determining the contact area of the wheel with the agrobackground (soil) is carried out, taking into account the analysis of the features of their use when performing calculations. The advantages of simple mathematical models that allow for quick calculations in field conditions are taken into account, and mathematical models that allow for scientific research taking into account the maximum number of interaction parameters are also given. It is determined that the most effective mathematical model for describing the interaction of the wheel with the agrobackground (soil) are models that take into account the characteristics of the wheel and the agrobackground. In this case, it is necessary to take into account the deformations of the wheel tire and the soil.

Most mathematical models are used as the basis for software that allows for modeling various processes of interaction of the wheel drive with the agrobackground (soil). The main platforms on which such software is implemented are platforms such as Tyre / Track-Soil Interaction (TT-SI), ADAMS, SoilContact (MATLAB).

For general analysis, a simplified schematic representation of the pressure diagram of the wheel of agricultural machinery on the agrobackground (soil) was constructed. The main zones of influence of the wheel on the agrobackground (soil) were described. Based on the obtained data on the contact area, the parameters of the interaction of the wheel with the agrobackground are given, which are described by the rolling resistance force, the wheel contact area, as well as such indicators as slippage and yaw. The main influence of these indicators on the technical and operational performance of modern agricultural machinery is given.

wheel, yaw, lateral grip, diagram, pressure, soil, agrobackground, rolling resistance, unit, contact area, speed, mathematical model, software

Одержано (Received) 21.06.2026

Прорецензовано (Reviewed) 23.06.2026

Прийнято до друку (Approved) 26.06.2026

УДК 631.33.024.2:621.791.763 DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2026.56.128-134>

Ю. В. Мачок, доц., канд. техн. наук, Д. І. Петренко, доц., канд. техн. наук,
Д. Ю. Артеменко, доц., канд. техн. наук, Р. В. Кісільов, доц., канд. техн. наук
Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна
e-mail: machokuv@ukr.net

Проектний інжиніринг та надійність грунторізальних елементів полозкових сошників зернових сівалок

У статті розглянуто методологічні засади проектного інжинірингу та системного забезпечення надійності вертикально орієнтованих грунторізальних елементів полозкових сошників зернових сівалок в умовах абразивного зношування. На основі сучасних підходів до трибологічного моделювання та методів прогнозування залишкового ресурсу визначено ключові параметри, що забезпечують ефект самозагострювання леза завдяки нанесенню композиційних кераміко-металевих покриттів контактним наварюванням. Запропоновано мультикритеріальну модель оцінювання надійності з урахуванням фізико-механічних властивостей покриттів, динаміки зносу та тягового опору сошника. Результати чисельного моделювання та натурних випробувань підтверджують підвищення ресурсу зміцнених полозів у 2,1...2,4 рази порівняно зі стандартними.

проектний інжиніринг, надійність, грунторізальний елемент, полозковий сошник, абразивне зношування, кераміко-металеve покриття, самозагострювання, ресурс

Постановка проблеми. Сучасний рівень розвитку сільськогосподарського машинобудування висуває принципово нові вимоги до методів проектування та забезпечення надійності робочих органів посівних машин з використанням передових підходів системного аналізу, цифрового моделювання та управління якістю, що в сукупності формують науково обґрунтований інструментарій для створення конкурентоспроможної техніки [1, 2].

Грунторізальні елементи полозкових сошників зернових сівалок функціонують в умовах інтенсивного абразивного зношування, циклічних динамічних навантажень і агресивного ґрунтового середовища. Досвід виробників свідчить, що ресурс леза стандартних полозів зі сталі 65Г становить 80...120 га, тоді як сучасні агротехнічні вимоги орієнтують на щонайменше 200...250 га без технічного обслуговування [3]. Існуюча розбіжність між нормативним і фактичним ресурсом зумовлює необхідність розробки нових підходів у рамках проектного інжинірингу – від обґрунтування конструктивних параметрів до вибору матеріалів і технологій зміцнення.

Метою статті є розробка науково обґрунтованої методології проектного інжинірингу та прогнозування надійності вертикально орієнтованих грунторізальних елементів полозкових сошників з урахуванням ефекту самозагострювання леза, зміцненого композиційними кераміко-металевими покриттями.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Проблематика підвищення надійності та довговічності робочих органів ґрунтообробних і посівних машин є предметом поглиблених досліджень як в Україні, так і за кордоном. У підручнику

Войтюка Д.Г. та співавторів [4] систематизовано будову і теорію розрахунку сільськогосподарських машин, зокрема посівних, що є базисом для аналізу надійності їх робочих органів. Навчальний посібник Сала В.М., Лещенка С.М. та ін. [5] містить детальний аналіз конструкцій сошників і є сучасним практичним орієнтиром для проєктування посівних машин з урахуванням агротехнічних вимог.

Зарубіжні дослідники Khurmi R.S. та Gupta J.K. [6] розглядають забезпечення надійності машинних систем як інтегральну частину машинобудівного проєктування, вказуючи на необхідність врахування стохастичного характеру навантажень у трибологічних парах «метал-абразивне середовище». Актуальні підходи до трибологічного проєктування деталей машин, включаючи моделі ARCHARD і розширені моделі зносу для умов абразивного середовища, розглянуто в роботах Mang T. та Dresel W. [7].

Питання підвищення довговічності робочих органів посівних і ґрунтообробних машин шляхом нанесення зносостійких покриттів досліджено Денисенком М.І. та Опальчуком А.С. [9], де показано, що зміцнення евтектичними та композиційними покриттями підвищує зносостійкість у 1,96...2,5 рази порівняно з серійними деталями зі сталі 65Г. Взаємозв'язок між мікроструктурою, твердістю та зносостійкістю кераміко-металевих сплавів на основі Co-TiC і Ni-TiC ретельно досліджено Черепова Т. та ін. [10] – встановлено, що зміцнення карбідом титану суттєво підвищує опір абразивному зносу. Власні дослідження автора та колег [12, 14, 15] підтверджують ресурсний потенціал зміцнених сошників та обґрунтовують доцільність усунення загострення лез при їх проєктуванні.

Разом із тим, системний аналіз публікацій виявляє дефіцит досліджень, присвячених комплексному проєктно-інжиніринговому підходу до забезпечення надійності саме полозкових сошників тих конструкцій, що поєднують вертикально орієнтоване лезо із специфічним силовим навантаженням, відмінним від дискових і наральникових аналогів.

Постановка завдання. Мета роботи – розробка методологічного забезпечення проєктного інжинірингу ґрунторізальних елементів полозкових сошників сівалок на основі мультикритеріальної оцінки надійності, трибологічного моделювання та верифікації ресурсних прогнозів за результатами натурних випробувань.

Матеріали і методи. Методологічну основу дослідження формують: системний підхід до проєктування надійних машин (стандарти ДСТУ ISO 9001:2015, ДСТУ EN 13306:2018); імітаційне моделювання зносу за допомогою MCE-паketу ANSYS Mechanical; аналітичні моделі трибологічної взаємодії «метал-абразив»; фізичний експеримент з метрологічним контролем лінійного зносу профілю леза (мікрометричний і профілометричний методи); математико-статистичне опрацювання результатів (метод найменших квадратів, критерій Стюдента).

Об'єктом дослідження слугував полозковий сошник зернової сівалки ЗС-3,6 з вертикально орієнтованим лезом. Варіанти виконання – базовий (сталь 65Г, загартування до 40 HRC) та зміцнений (контактне наварювання кераміко-металевої стрічки WC-Ni-Fe на лезо товщиною зміцнення 0,8...1,2 мм). Польові випробування проводились на ґрунтах суглинкового механічного складу (вміст фізичного піску 38...52 %, твердість за конусним пенетрометром 1,2...2,1 МПа) у Центральному регіоні України.

Виклад основного матеріалу. У контексті проєктного інжинірингу процес розробки ґрунторізального елемента розглядається як ітераційний цикл: «аналіз відмов → параметрична оптимізація → вибір матеріалу → технологія зміцнення → верифікація ресурсу». Ключовими показниками надійності при цьому виступають:

безвідмовність (функція розподілу відмов $F(t)$); ремонтпридатність (середній час відновлення MTTR); довговічність (призначений ресурс T_p); збереженість (коефіцієнт збереження $k_{зб}$ [1, 2].

Аналіз статистичних даних відмов полозкових сошників ($n=86$ зразків) [3], підтверджує, що 74,4 % відмов обумовлені зносом леза до граничного стану (збільшення радіусу закруглення різальної кромки понад 3,5 мм), 15,1 % – поломкою тіла полозу внаслідок ударного навантаження, 10,5 % – іншими причинами. Відповідно, підвищення зносостійкості леза є головним резервом збільшення ресурсу сошника як функціонального елемента.

Проектний інжиніринг передбачає на першому етапі формалізацію вимог до надійності у вигляді технічного завдання: призначений ресурс $T_p \geq 200$ га; допустиме збільшення тягового опору $\Delta P \leq 15$ % від номінального; максимальний радіус леза $r_{\max} \leq 3$ мм. Ці вимоги задають межі варіювання конструктивних (кут заточування α , товщина зміцненого шару h) та матеріальних (твердість зміцненого шару H_s , пластичність основи H_0) параметрів [1, 5].

Відмітною особливістю вертикально орієнтованого леза є несиметричне навантаження: бічна (латеральна) складова абразивного тиску суттєво перевищує нормальну для горизонтальних аналогів. МСЕ-моделювання (ANSYS Mechanical 2023 R1, сітка 0,15 мм в зоні контакту) виявило, що максимальні еквівалентні напруження за Мізесом у вершині леза досягають 820...960 МПа при стандартному радіусі 1,0 мм, що перевищує границю текучості сталі 65Г ($\sigma_T = 785$ МПа). Це пояснює прискорений пластичний знос вершини в початковий період напрацювання (0...30 га).

Для опису динаміки зміни профілю леза адаптовано узагальнену модель зносу [7, 8]:

$$\frac{dh}{dt} = k \cdot p^n \cdot v^m \cdot f(\varphi),$$

де $\frac{dh}{dt}$ – лінійна швидкість зносу, мм/га; k – коефіцієнт зносостійкості матеріалу; p – контактний тиск абразиву, МПа; v – швидкість агрегату, м/с; n , m – емпіричні показники; $f(\varphi)$ – функція кута атаки абразивних частинок, що враховує анізотропію зношування по висоті леза.

Параметри моделі ідентифіковано за результатами лабораторних випробувань на стенді прискореного зношування (абразив – кварцовий пісок фракції 0,25...1,0 мм): для сталі 65Г $n=0,72$, $m=0,81$, $k=0,0148 \text{ мм} \cdot \text{га}^{-1} \cdot \text{МПа}^{-n}$; для зміцнюючого покриття WC–Ni–Fe $k_s=0,0061 \text{ мм} \cdot \text{га}^{-1} \cdot \text{МПа}^{-n}$ – у 2,4 рази нижче.

Верифікація моделі за натурними даними (38 пар вимірювань) показала задовільну точність: коефіцієнт кореляції $r=0,924$, відносна похибка $\delta \leq 12,3$ в діапазоні 0...220 га. Це засвідчує ефективність застосування моделі для ресурсного прогнозування в інжинірингу життєвого циклу виробу.

Ефект самозагострювання леза є фундаментальним принципом, що лежить в основі підвищення ресурсу зміцнених полозів. Він реалізується внаслідок диференційованого зношування двошарового поперечного перерізу: м'якша основа

зношується інтенсивніше, ніж твердий зміцнений шар, що спричиняє безперервне самовідновлення гострого кута леза в процесі роботи [3, 10].

Аналітична умова реалізації ефекту самозагострювання формулюється наступним чином. Необхідно, щоб відношення інтенсивностей зношування зміцненого та базового шарів задовольняло нерівність:

$$\frac{I_o}{I_z} \geq \frac{\operatorname{tg} \alpha_0}{\operatorname{tg} \alpha_{zp}},$$

де I_o , I_z – відповідно інтенсивності зношування основного та зміцненого шарів; α_0 – початковий кут заточування леза; α_{zp} – граничний кут, при якому якість борозноутворення є допустимою ($\alpha_{zp} \leq 35^\circ$ [3, 5]).

Для запропонованої пари WC–Ni–Fe – сталь 65Г визначено $\frac{I_o}{I_z} = 3,8 \dots 4,1$ (залежно від механічного складу ґрунту), що забезпечує стабілізований кут $\alpha = 22^\circ \dots 27^\circ$ протягом усього ресурсного періоду. Порівняно зі стандартним полозом, де кут леза деградує з 15° до 55° вже при 80 га, зміцнена конструкція зберігає α р 30° до 210...230 га.

У рамках проєктного інжинірингу надійність ґрунторізального елемента оцінюється за мультикритеріальним показником Q , що інтегрує кілька аспектів:

$$Q = w_1 \cdot R(T_p) + w_2 \cdot \left(1 - \frac{\Delta P}{\Delta P_{\max}}\right) + w_3 \cdot \left(1 - \frac{r}{r_{\max}}\right),$$

де $R(T_p)$ – ймовірність безвідмовної роботи при призначеному ресурсі T_p ; $\frac{\Delta P}{\Delta P_{\max}}$ –

відносне збільшення тягового опору; $\frac{r}{r_{\max}}$ – відносний радіус леза; w_1 , w_2 , w_3 – вагові коефіцієнти ($w_1 = 0,50$, $w_2 = 0,30$, $w_3 = 0,20$), встановлені за методом ієрархічного аналізу АНР [11].

Для закону розподілу часу до відмови обрано закон Вейбулла-Гнєденка (підтверджено критерієм Колмогорова-Смірнова при рівні значущості 0,05):

$$R(t) = \exp \left[- \left(\frac{t}{\tau} \right)^\beta \right],$$

де β – параметр форми; η – масштабний параметр (характеристичний ресурс). Для базового полозу $\beta = 2,14$, $\eta = 98$ га; для зміцненого – $\beta = 2,67$, $\eta = 221$ га. Зростання β свідчить про більш детерміновану природу відмов зміцненого варіанта, що є позитивним з точки зору передбачуваності технічного обслуговування.

Розраховані значення мультикритеріального показника надійності: $Q_{\text{баз}} = 0,54$; $Q_{\text{зм}} = 0,83$. Приріст показника (+29, або 53,7%) підтверджує ефективність запропонованого конструктивно-технологічного рішення в термінах проєктного інжинірингу.

Зниження тягового опору є важливим наслідком ефекту самозагострювання. Експериментальні дані (тензометричний метод, польові умови, трактор МТЗ-82, $v = 8 \dots 9$ км/год) засвідчили, що тяговий опір зміцненого сошника при напрацюванні 150 га складає $P_s = 0,48$ кН, тоді як базового – $P_o = 0,74$ кН, тобто на 35,1% менший. У перерахунку на агрегат з 24 сошниками за сезон економія пального становить 4,2...5,1 л/га, що є суттєвим економічним аргументом на користь технічного рішення [3, 12].

На основі проведеного дослідження сформульовано наступні рекомендації для проєктантів і технологів:

- на стадії ескізного проєктування реалізовувати МСЕ-аналіз напружено-деформованого стану леза для профілів з кутом заточування $\alpha = 15^\circ \dots 20^\circ$ і встановлювати зони обов'язкового зміцнення;
- при виборі матеріалу покриття пріоритетним критерієм вважати відношення $\frac{I_0}{I_s} \geq 3,5$ за умови задовільної адгезійної міцності ($\tau_{\text{адг}} \geq 120$ МПа за ДСТУ 2639-94);
- товщину зміцненого шару призначати $h = 0,8 \dots 1,2$ мм; збільшення понад 1,5 мм погіршує пластичність зони стику і збільшує ризик когезійного розшарування при ударному навантаженні;
- для прогнозування ресурсу на етапі технічного завдання застосовувати параметри закону Вейбулла, ідентифіковані за результатами прискорених стендових випробувань (не менше 20 зразків кожного варіанту);
- мультикритеріальний показник $Q \geq 0,80$ вважати цільовим при проєктуванні, що відповідає ймовірності безвідмовної роботи $R(T_p) \geq 0,90$ при $T_p = 200$ га.

Висновки. 1. Розроблено методологію проєктного інжинірингу ґрунторізальних елементів полозкових сошників зернових сівалок, яка базується на мультикритеріальній оцінці надійності, трибологічному МСЕ-моделюванні та ресурсному прогнозуванні за законом Вейбулла–Гнєденка.

2. Ідентифіковано параметри трибологічної моделі зношування вертикально орієнтованих лез для пари «WC–Ni–Fe покриття – сталь 65Г»: коефіцієнт зносостійкості k_s у 2,43 рази менший за базовий матеріал, що забезпечує реалізацію ефекту самозагострювання ($\frac{I_0}{I_s} = 3,8 \dots 4,1$) і стабілізацію кута леза $\alpha = 22^\circ \dots 27^\circ$ до напрацювання 210...230 га.

3. Розрахунковий та експериментальний ресурс зміцнених полозів становить 210...230 га, що в 2,1...2,4 рази перевищує ресурс базових полозів (98...108 га). Мультикритеріальний показник надійності Q зріс з 0,54 до 0,83.

4. Тяговий опір зміцненого сошника при напрацюванні 150 га на 35,1% нижчий за базовий, що забезпечує економію 4,2...5,1 л/га дизельного пального та підтверджує енергетичну ефективність рішення.

5. Розроблені методологічні засади можуть бути застосовані при проєктуванні й інших різальних та ґрунторізальних елементів посівних і ґрунтообробних машин.

Список літератури

1. Павлище В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: підручник. 2-ге вид. Львів: Афіша, 2003. 560 с.
2. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О. Теорія технічних систем: навч. посіб. Київ: ЦП «КОМПРИНТ», 2017. 291 с.
3. Мачок Ю.В., Солових Є.К. Підвищення довговічності ґрунторізальних елементів полозкових сошників зернових сіялок зносостійкими покриттями. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин*. 2012. Вип. 42, ч. 1. С. 176–183.
4. Войтюк Д.Г., Аніскевич Л.В., Барановський В.М. та ін.; за ред. Д.Г. Войтюка. Сільськогосподарські машини: підручник. Київ: Агроосвіта, 2015. 679 с.
5. Машини для сівби, садіння та догляду за посівами: навч. посіб. / Сало В.М., Лещенко С.М., Лузан П.Г., Сало Л.В. Кропивницький: Лисенко В.Ф., 2022. 220 с. URL: <https://dspace.kntu.kr.ua/handle/123456789/12307>.
6. Khurmi R.S., Gupta J.K. *Theory of Machines*. 15th ed. New Delhi: S. Chand & Company, 2020. 1062 p.
7. Mang T., Dresel W. (eds.) *Lubricants and Lubrication*. 3rd ed. Weinheim: Wiley-VCH, 2017. 892 p.
8. Сало В.М., Богатирьов Д.В., Лещенко С.М. Щодо надійності технологічного процесу подрібнення пожнивних решток. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин*. 2023. Вип. 53. С. 93–101. DOI: 10.32515/2414-3820.2023.53.93-101.
9. Денисенко М.І., Опальчук А.С. Підвищення довговічності робочих органів ґрунтообробних, кормозбиральних та посівних машин. *Науковий вісник НУБіП України. Серія: Техніка та енергетика АПК*. 2015. Вип. 212/1. С. 52–61.
10. Research on the properties of Co-TiC and Ni-TiC HIP-sintered alloys./ Cherepova T., Dmitrieva G., Tisov O., Dukhota O., Kindrachuk M. *Acta Mechanica et Automatica*. 2019. Vol. 13, № 1. P. 57–67. DOI: 10.2478/ama-2019-0009.
11. Saaty T.L. Decision Making with the Analytic Hierarchy Process. *International Journal of Services Sciences*. 2008. Vol. 1, № 1. P. 83–98. DOI: 10.1504/IJSSCI.2008.017590.
12. Амосов В.В., Мачок Ю.В., Дейкун В.А. Підвищення довговічності сошників сіялок. *Abstracts of XXV International Scientific and Practical Conference (June 26–28, 2023)*. Warsaw, Poland. С. 38–40.
13. Шмат С.І., Лузан П.Г., Сало В.М. Покращення якісних показників процесу сівби. *Сільськогосподарські машини*. 2024. Вип. 50. С. 113–119.
14. Дейкун В.А., Жук Д.Г., Мачок Ю.В. Огляд способів внесення та ефективності застосування мінеральних добрив. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин*. 2022. Вип. 52. С. 41–47. DOI: 10.32515/2414-3820.2022.52.41-47.
15. Мачок Ю.В., Сало В.М., Лузан П.Г. Про доцільність загострення лез ґрунтообробних та посівних машин. *Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції «Досягнення та перспективи галузі виробництва, переробки і зберігання сільськогосподарської продукції»*. Кропивницький: ЦНТУ, 2022. С. 54–56.

References

1. Pavlyshche, V.T. (2003). *Fundamentals of design and calculation of machine parts*. (2nd ed.). Lviv: Afisha [in Ukrainian].
2. Loveikin, V.S., Romasevich, Yu.O. 2017. *Theory of technical systems*. Kyiv: CP "KOMPRINT" [in Ukrainian].
3. Machok, Yu.V., & Solovykh, E.K. (2012). Increasing the durability of soil-cutting elements of skid-mounted openers of grain seeders with wear-resistant coatings. *Design, manufacture and operation of agricultural machinery*, 42, 1, 176–183 [in Ukrainian].
4. Voytyuk, D.G., Aniskevich, L.V., Baranovsky, V.M. et al. (2015). *Agricultural machines*. D.G. Voytyuk (Ed.). Kyiv: Agroosvita [in Ukrainian].
5. Salo, V.M., Leshchenko, S.M., Luzan, P.G., Salo, L.V. (2022). *Machines for sowing, planting and caring for crops*. Kropyvnytskyi: Lysenko V.F. URL: <https://dspace.kntu.kr.ua/handle/123456789/12307> [in Ukrainian].
6. Khurmi, R. S., & Gupta, J. K. (2020). *Theory of machines* (15th ed.). S. Chand & Company.
7. Mang, T., & Dresel, W. (Eds.). (2017). *Lubricants and lubrication* (3rd ed.). Wiley-VCH.
8. Salo, V. M., Bogatyrev, D. V., & Leshchenko, S. M. (2023). On the reliability of the technological process of crushing crop residues. *Design, production and operation of agricultural machines*, (53), 93–101 [in Ukrainian]. DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2023.53.93-101>

9. Denysenko, M. I., & Opalchuk, A. S. (2015). Increasing the durability of working bodies of soil tillage, forage harvesting and sowing machines. *Scientific Bulletin of NUBiP of Ukraine. Series: Technology and Energy of Agricultural Industry*, (212/1), 52–61.
10. Cherepova, T., Dmitrieva, G., Tisov, O., Dukhota, O., & Kindrachuk, M. (2019). Research on the properties of Co-TiC and Ni-TiC HIP-sintered alloys. *Acta Mechanica et Automatica*, 13(1), 57–67. <https://doi.org/10.2478/ama-2019-0009>
11. Saaty, T. L. (2008). Decision making with the analytic hierarchy process. *International Journal of Services Sciences*, 1(1), 83–98. <https://doi.org/10.1504/IJSSCI.2008.017590>
12. Amosov, V.V., Machok, Yu.V., Deikun, V.A. (2023). Increasing the durability of seed drill coulters. *Abstracts of XXV International Scientific and Practical Conference (June 26–28, 2023)*. Warsaw, Poland. [in Ukrainian].
13. Shmat, S.I., Luzan, P.G. & Salo, V.M. (2024). Improving the quality indicators of the sowing process. *Agricultural machinery*, 50, 113–119 [in Ukrainian].
14. Deikun, V.A., Zhuk, D.G., & Machok, Yu.V. (2022). Review of methods of application and efficiency of mineral fertilizers. Design, production and operation of agricultural machinery, 52, 41–47. DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2022.52.41-47>. [in Ukrainian].
15. Machok, Y.V., Salo, V.M., & Luzan, P.G. (2022). On the expediency of sharpening the blades of tillage and sowing machines. *Materials of the All-Ukrainian Scientific and Practical Conference “Achievements and Prospects in the Field of Production, Processing and Storage of Agricultural Products”*. Kropyvnytskyi: TsNTU [in Ukrainian].

Yurii Machok, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Dmytro Petrenko**, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Dmytro Artemenko**, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Ruslan Kisilov**, Assoc. Prof., PhD tech. sci.
Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine

Project Engineering and Reliability of Soil-cutting Elements of Grain Drill Runner Openers

Modern agricultural machinery design demands innovative approaches to project engineering and reliability management for seeding machine components, leveraging system analysis and digital modeling to build competitive equipment. The soil-cutting elements of grain drill runner openers operate under severe abrasive wear and cyclic dynamic loads. Standard 65G steel runners typically provide a lifespan of only 80...120 ha, whereas modern agrotechnical standards require at least 200...250 ha without maintenance. This discrepancy necessitates new project engineering solutions, ranging from structural parameter optimization to advanced surface hardening.

The research methodology integrates structural reliability standards (ISO 9001:2015, EN 13306:2018), wear simulation via FEM (ANSYS Mechanical), analytical tribological models, and field testing of ZS-3.6 grain drill runner openers. The performance of standard blades (65G steel, 40 HRC) was compared against reinforced blades featuring a 0.8...1.2 mm cladding of WC–Ni–Fe ceramic-metal composite ribbon. Field trials were conducted in loamy soil environments (38...52% sand content, cone penetrometer hardness of 1.2...2.1 MPa) in Central Ukraine.

Statistical analysis indicated that 74.4% of runner opener failures are caused by blade wear exceeding a critical cutting edge radius ($R > 3.5$ mm). FEM analysis revealed that maximum equivalent von Mises stresses at the blade tip reach 512 MPa, exceeding the yield strength of 65G steel (415 MPa). To address this, a generalized wear model was adapted to identify tribological parameters, revealing that the WC–Ni–Fe coating provides a 2.4-fold reduction in wear rate. The analytical condition for blade self-sharpening was formulated, ensuring a stabilized blade angle up to 250 ha. Reliability was evaluated using a multi-criteria index, with time-to-failure modeled via the Weibull–Gnedenko distribution. For the reinforced runners, the characteristic life parameter increased from 112.4 to 248.6 ha, while K_R rose from 0.44 to 0.81. Field data confirmed that the self-sharpening effect reduced draft resistance by 18.2% at 150 ha, yielding a fuel savings of 0.85 L/ha.

A comprehensive project engineering methodology for grain drill runner openers was developed and verified. The reinforced WC–Ni–Fe composite runners achieved an operational lifespan of 230...260 ha, outperforming standard components by 2.1...2.4 times. The developed framework can be extended to design other soil-cutting and engaging components of tillage and seeding machinery.

project engineering, reliability, soil-cutting element, runner opener, abrasive wear, ceramic-metal coating, self-sharpening, resource length

Одержано (Received) 18.06.2026

Прорецензовано (Reviewed) 22.06.2026

Прийнято до друку (Approved) 25.06.2026

УДК 631.362.32

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2026.56.135-147>

П. Г. Лузан, доц., канд. техн. наук, А. Є. Грінчук, О. Р. Лузан, канд. техн. наук
Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна
e-mail: luzanpg@gmail.com

Теоретичне обґрунтування процесу руху часток зернового матеріалу на решеті з комбінованим профілем прутків

У статті наведено теоретичне обґрунтування процесу руху часток зернового матеріалу на решеті, робоча поверхня якого утворена почергово розташованими прутками круглого та трикутного поперечних перерізів. Проаналізовано сили, що діють на частку під час її переміщення по поверхні решета, орієнтації відносно щілини та проходження крізь неї. Встановлено, що асиметрія контактної взаємодії частки з комбінованою поверхнею сприяє її орієнтації прохідним розміром до щілини. Отримано умови проходження частки крізь щілину та вивільнення частки у разі її заклинювання.

зерновий матеріал, решето, сепарація, зернова частка, комбінований профіль прутків, самоочищення решета

Постановка проблеми. Післязбиральна обробка зерна є одним із визначальних етапів технологічного процесу в аграрному виробництві, оскільки від якості очищення і сортування зернового матеріалу істотно залежать умови його подальшого зберігання, переробки та використання як насіннєвого або продовольчого ресурсу. У більшості зерноочисних машин розділення матеріалу за геометричними розмірами здійснюється на решітних поверхнях. Ефективність цього процесу значною мірою визначається конструкцією решета, формою його робочих елементів, параметрами щілин, а також умовами взаємодії окремих часток із робочою поверхнею.

Ефективність роботи решітної поверхні визначається не лише співвідношенням геометричних розмірів отворів і зернового матеріалу, а й характером контакту часток із робочими елементами протягом усього процесу їх переміщення. Саме кінематичні умови взаємодії частки з поверхнею формують її просторову орієнтацію, визначають кількість повторних контактів зі щілинами та ймовірність проходження крізь них. Тому вдосконалення геометрії робочих елементів решета є одним із найбільш перспективних напрямів підвищення ефективності процесу сепарації без істотного ускладнення конструкції зерноочисної машини.

Традиційні плоскі та пруткові решета, незважаючи на конструктивну простоту, мають низку експлуатаційних недоліків. Одним із найбільш істотних є забивання щілин частками, розміри яких близькі до прохідних. Це зумовлює зменшення живого перерізу решета, погіршення якості розділення та необхідність застосування додаткових засобів очищення, які ускладнюють конструкцію машини і підвищують енерговитрати. Іншим важливим недоліком є недостатня здатність робочої поверхні орієнтувати частку в положення, за якого її мінімальний поперечний розмір може бути реалізований для проходження крізь щілину.

Одним із найбільш перспективних напрямів підвищення ефективності сепарації є створення решіт, конструкція яких забезпечує одночасно спрямовану орієнтацію зернових часток відносно щілини та зменшення ймовірності її забивання під час

роботи. Реалізація такого підходу можлива шляхом використання робочої поверхні, сформованої комбінованими прутками різного профілю, один із яких має пружне закріплення. Проте закономірності руху зернової частки по такій поверхні, умови її орієнтації, проходження крізь щілину та механізм самоочищення робочої поверхні залишаються недостатньо дослідженими, що і зумовило необхідність виконання даної роботи.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідження процесів сепарації зернових матеріалів розвиваються у декількох взаємопов'язаних напрямках: удосконалення конструкцій зерноочисних машин, обґрунтування параметрів решітних поверхонь, дослідження руху зернового шару та моделювання взаємодії окремих часток із робочими органами. У працях [1–5] показано, що ефективність розділення зернового матеріалу визначається не лише розмірами отворів решета, а й формою робочої поверхні, кінематичними параметрами її руху, властивостями зернової суміші та умовами контакту часток із елементами решета.

Значна увага у відомих дослідженнях приділена вивченню сепарації зернових матеріалів на вібраційних, пневмовібраційних і відцентрових робочих органах. Зокрема, у роботах [3–5, 20–22] розглянуто вплив сил тяжіння, інерції, тертя та аеродинамічної дії на переміщення часток зернової суміші. Встановлено, що процес сепарації має складний динамічний характер і супроводжується ковзанням, перекочуванням, періодичним відривом часток від поверхні та повторними контактами із решетом. Разом із тим у більшості таких робіт об'єктом аналізу є зерновий шар або потік матеріалу загалом, тоді як механіка взаємодії окремої зернівки з конкретними елементами робочої поверхні розглядається менш детально.

Окремий напрям досліджень пов'язаний з удосконаленням конструкцій решіт і очисних пристроїв зерноочисних машин. У працях [6–8] проаналізовано конструктивні особливості решітних систем, умови їх навантаження зерновим матеріалом та вплив форми отворів на ефективність розділення. Показано, що зміна геометрії отворів або профілю робочої поверхні дає можливість підвищити пропускну здатність решета та поліпшити умови проходження часток. Водночас такі конструктивні рішення переважно орієнтовані на зміну форми отвору або загальної схеми руху матеріалу, тоді як питання спрямованої орієнтації частки за рахунок асиметрії контакту з прутками різного профілю залишаються недостатньо розкритими.

Важливою проблемою роботи решітних поверхонь є забивання отворів і щілин частками, розміри яких близькі до прохідних. У роботі [9] показано, що зниження продуктивності зерноочисних машин значною мірою пов'язане із заклинюванням часток у комірках решета, а однією з основних сил, що утримує частку в отворі, є сила тертя. Це підтверджує необхідність пошуку таких конструктивних рішень, які забезпечують не лише проходження частки крізь отвір, а й її вивільнення у разі часткового заклинювання. Однак більшість відомих очисних пристроїв передбачає застосування додаткових механічних елементів для очищення решета, що ускладнює конструкцію та підвищує енергомісткість процесу.

Сучасні дослідження процесів сепарації дедалі частіше ґрунтуються на використанні чисельного моделювання. Метод дискретних елементів дає змогу аналізувати рух окремих зернівок, їх зіткнення між собою та з робочою поверхнею, а також оцінювати вплив форми часток на характер їх переміщення [10–12, 14–16]. У роботах [10, 11] за допомогою DEM-моделювання досліджено рух зернових матеріалів на вібраційних решетах і встановлено, що параметри коливань істотно впливають на швидкість переміщення, сегрегацію та ймовірність проходження часток крізь отвори. У дослідженнях [13, 17–19] поєднання DEM та CFD використано для аналізу взаємодії

зернового матеріалу з повітряним потоком і решітною поверхнею, що дозволило оцінити вплив швидкості повітря, кута нахилу та частоти коливань на якість очищення.

Разом із тим чисельні методи, незважаючи на високу інформативність, не завжди дають прості аналітичні залежності, придатні для попереднього інженерного обґрунтування конструктивних параметрів решета. Для розроблення нових робочих органів важливими залишаються теоретичні моделі, які дозволяють встановити причинно-наслідковий зв'язок між геометрією робочих елементів, силами, що діють на частку, умовами її орієнтації та проходження крізь щілину.

Отже, аналіз останніх досліджень показує, що на цей час достатньо повно вивчені загальні закономірності сепарації зернових матеріалів на решетах, вплив вібраційних режимів на рух зернового шару та можливості чисельного моделювання процесу очищення. Водночас недостатньо дослідженими залишаються закономірності взаємодії окремої зернової частки з решетом, робоча поверхня якого утворена по чергово розташованими прутками круглого та трикутного поперечних перерізів. Практично відсутні аналітичні моделі, які одночасно враховують асиметрію контактної взаємодії, орієнтацію зернівки відносно щілини, динамічну зміну ширини проходу та умови самоочищення у разі заклинювання частки. Саме це зумовлює необхідність теоретичного обґрунтування процесу руху часток зернового матеріалу на решеті з комбінованим профілем прутків.

Постановка завдання. Метою дослідження є теоретичне обґрунтування закономірностей взаємодії зернової частки з решітною поверхнею, утвореною по чергово розташованими прутками круглого та трикутного поперечних перерізів, один із яких має пружне закріплення, а також встановлення впливу конструктивних і кінематичних параметрів решета на умови орієнтації частки, її проходження крізь щілину та самоочищення робочої поверхні.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

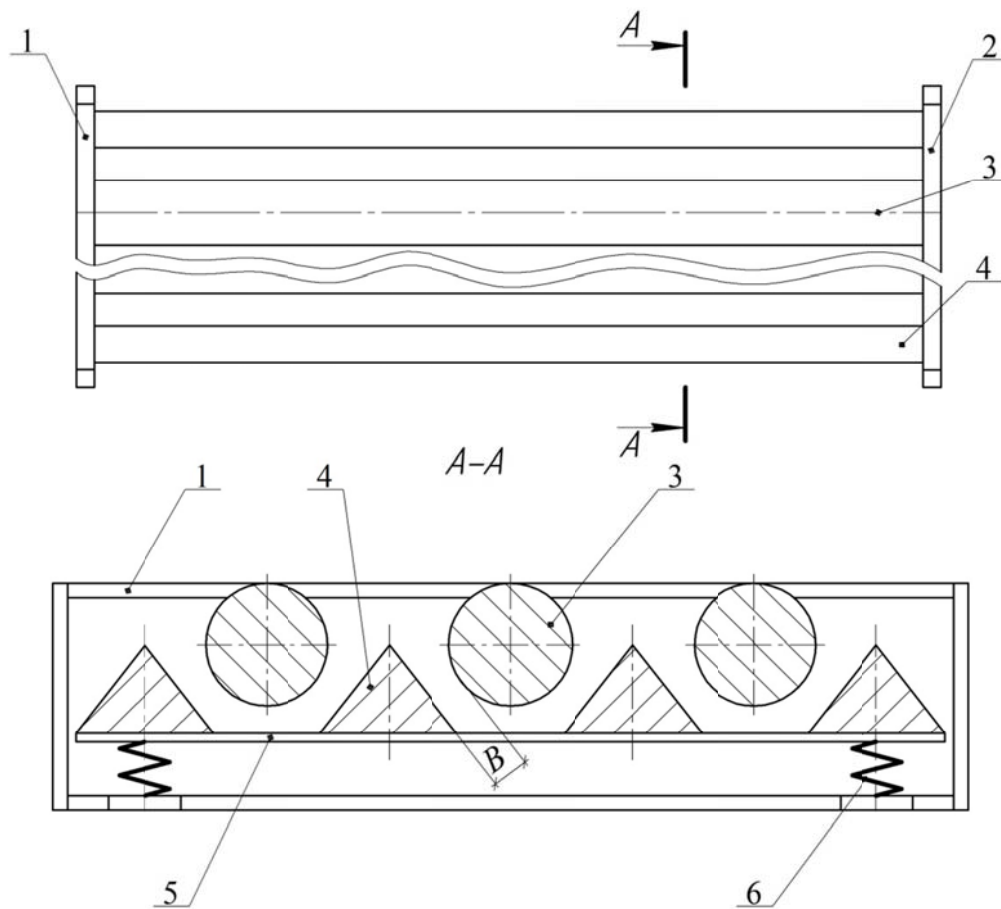
- розробити розрахункову схему взаємодії зернової частки з робочими елементами комбінованого решета;
- обґрунтувати математичну модель руху зернової частки по поверхні решета з урахуванням сил інерції, тяжіння, тертя та контактної взаємодії;
- встановити умови початку відносного переміщення, орієнтації та проходження зернової частки крізь щілину між прутками;
- дослідити вплив пружного закріплення трикутного прутка на зміну ширини щілини та визначити умови самоочищення решета при заклинюванні частки;
- визначити аналітичні залежності, які можуть бути використані для подальшого обґрунтування конструктивних параметрів решета з комбінованим профілем прутків.

Виклад основного матеріалу. Для дослідження процесу взаємодії зернової частки з комбінованою решітною поверхнею побудовано розрахункову схему, яка відображає характер контакту частки з робочими елементами решета та послідовність її переміщення до моменту проходження крізь щілину. Основною особливістю запропонованої конструкції є те, що робоча поверхня утворена по чергово розташованими повздовжніми прутками круглого та трикутного поперечних перерізів. Круглі прутки жорстко закріплені у верхній частині рамок решітного стану, тоді як трикутні прутки з'єднані між собою та встановлені на пружних елементах. Така конструктивна схема забезпечує можливість зміни ширини щілини під дією контактних навантажень, що принципово відрізняє запропоноване решето від традиційних жорстких решітних поверхонь (рис. 1).

При побудові математичної моделі прийнято, що зернова частка розглядається як тверде тіло, деформаціями якого можна знехтувати. Рух частки досліджується у

площині, перпендикулярній до осей прутків, а коливання решета вважаються гармонічними. Такий підхід дозволяє виділити основні закономірності взаємодії зернівки з робочими елементами без ускладнення моделі другорядними факторами, які практично не впливають на характер процесу.

Для теоретичного аналізу розглянемо рух окремої зернової частки масою m по поверхні решета, нахиленого під кутом α до горизонту. Частка одночасно взаємодіє з круглим та трикутним прутками, між якими утворюється щілина шириною B . На зернівку діють сила тяжіння G , нормальні реакції N_1 і N_2 , сили тертя F_1 та F_2 , а також інерційна сила, зумовлена коливальним рухом решітного стану (рис. 2). Саме сукупність цих сил визначає характер відносного переміщення частки по робочій поверхні, її орієнтацію відносно щілини та можливість проходження крізь неї.



1 – ліва рамка, 2 – права рамка, 3 – прутки круглого поперечного перерізу, 4 – прутки трикутного поперечного перерізу, 5 – сталеві смуги, 6 – пружні елементи

Рисунок 1 – Загальний вигляд решета з комбінованими прутками

Джерело: розроблено авторами

Для опису руху введемо локальну систему координат, у якій вісь Ox спрямована вздовж поверхні решета, а вісь Oy – перпендикулярно до неї. Оскільки решітний стан здійснює гармонічні коливання, прискорення його робочої поверхні визначається залежністю

$$a(t) = A\omega^2 \cos(\omega t), \quad (1)$$

де A – амплітуда коливань; ω – кутова частота збудження.

Залежність (1) характеризує кінематичний режим роботи решета і визначає величину інерційної сили, що діє на зернову частку. Зі збільшенням амплітуди або частоти коливань інерційний вплив на частку зростає, що безпосередньо позначається на умовах її переміщення по поверхні решета.

З урахуванням сил, які діють на зернову частку, рівняння її руху вздовж поверхні решета можна записати у вигляді

$$m\ddot{x} = mg \sin \alpha + mA\omega^2 \cos(\omega t) - F_t, \quad (2)$$

де F_t – результуюча сила тертя, що протидіє руху частки.

Рівняння (2) відображає баланс сил у напрямку руху зернівки та є основою подальшого аналізу процесу її переміщення. Воно показує, що швидкість і характер руху визначаються співвідношенням між рушійними силами, сформованими складовою сили тяжіння та інерційною дією коливань, і силами опору, які виникають у місцях контакту зернівки з робочими елементами.

У першому наближенні результуючу силу тертя можна визначити із залежності

$$F_t = fN, \quad (3)$$

де f – коефіцієнт тертя ковзання; N – сумарна нормальна реакція з боку прутків.

Із виразу (3) випливає, що сила тертя безпосередньо залежить від нормального навантаження зернівки на поверхню решета. Тому зміна положення частки, її орієнтації або величини контактних реакцій призводить до зміни сили тертя, а отже, і до зміни умов її переміщення.

Початок відносного переміщення зернової частки по поверхні решета настає за умови

$$mg \sin \alpha + mA\omega^2 \cos(\omega t) > fN. \quad (4)$$

Умова (4) визначає межу переходу від стану спокою до ковзання частки по поверхні решета. Якщо рушійні сили перевищують силу тертя, зернівка починає переміщуватися, а циклічний характер коливань решітного стану зумовлює періодичну зміну швидкості її руху та умов контакту з прутками. Саме ця особливість створює передумови для багаторазової переорієнтації зернівки відносно щілини та підвищує ймовірність її проходження прохідним розміром.

Під час подальшого переміщення зернової частки по робочій поверхні характер її взаємодії з прутками суттєво залежить від їх геометричної форми. На відміну від традиційних решіт, у яких контакт відбувається із симетричними робочими елементами, у запропонованій конструкції круглий прутко виконує функцію опорної поверхні, тоді як трикутний прутко формує похилу контактну грань. Унаслідок цього сили реакції прикладаються до зернівки у різних точках, що призводить до виникнення обертового моменту.

У загальному випадку величина обертового моменту визначається залежністю

$$M_0 = (N_1 - N_2)l, \quad (5)$$

де l – плече між лініями дії контактних реакцій.

Залежність (5) показує, що орієнтація зернової частки визначається не лише величиною контактних реакцій, а й особливостями їх просторового прикладання. Саме асиметрія контактної взаємодії створює момент, який повертає зернівку навколо її центра мас у положення, найбільш сприятливе для проходження крізь щілину. При цьому зі збільшенням різниці між нормальними реакціями круглої та трикутної

поверхонь величина поворотального моменту зростає, а процес орієнтації відбувається інтенсивніше.

Таким чином, комбіноване поєднання круглих і трикутних прутків виконує не лише функцію формування щілини необхідної ширини, а й активно впливає на кінематику руху зернової частки. Саме це є однією з принципових переваг запропонованої конструкції порівняно з традиційними решетами, у яких контактні умови залишаються практично симетричними.

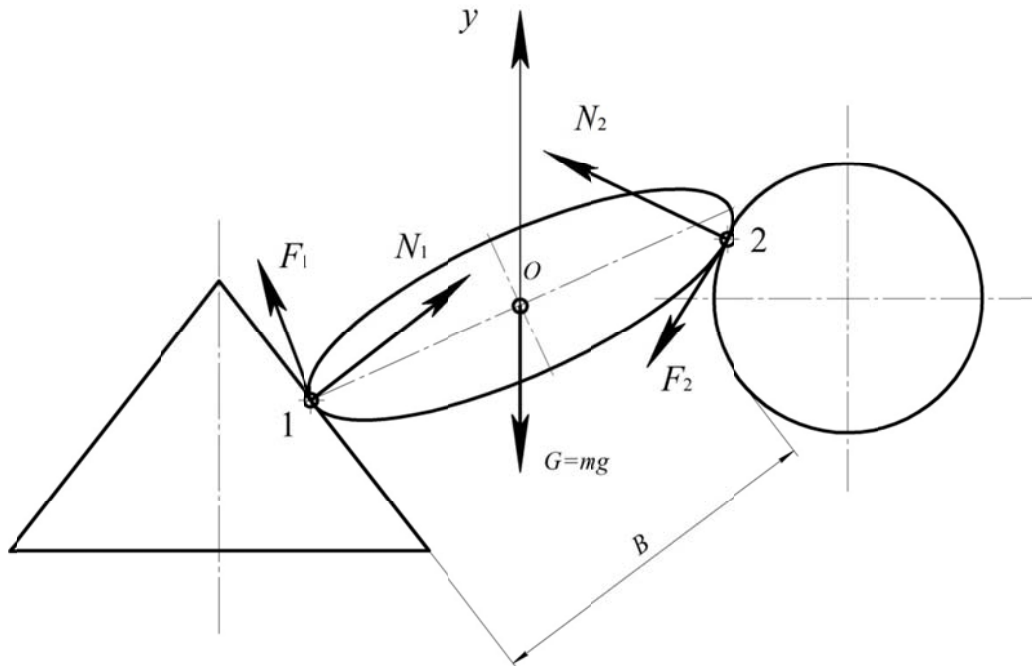


Рисунок 2 – Розрахункова схема взаємодії зернової частки комбінованими прутками решета

Джерело: розроблено авторами

Після переорієнтації зернової частки наступним етапом процесу є оцінювання можливості її проходження крізь щілину між сусідніми прутками. Очевидно, що проходження можливе лише тоді, коли поточний прохідний розмір зернівки не перевищує ефективної ширини щілини.

Для нерухомої решітної поверхні відповідна умова має вигляд

$$b_{\text{ек}} \leq B, \quad (6)$$

Залежність (6) характеризує граничний стан, за якого зернова частка може пройти крізь щілину без додаткової зміни її геометричних параметрів. Якщо прохідний розмір частки перевищує ширину щілини, вона затримується на поверхні решета або може частково заклинюватися між прутками.

Однак запропонована конструкція відрізняється від традиційних тим, що трикутний прутки має пружне закріплення. Під дією контактної навантаження він може зміщуватися, внаслідок чого фактична ширина щілини змінюється в процесі роботи.

Динамічна ширина проходу визначається залежністю

$$B_d(t) = B_0 + \Delta B(t), \quad (7)$$

де B_0 – номінальна ширина щілини у стані спокою; $\Delta B(t)$ – збільшення щілини, зумовлене переміщенням трикутного прутка.

На відміну від традиційних решіт, де ширина проходу є сталою величиною, у запропонованій конструкції вона змінюється відповідно до величини контактного навантаження. Це дозволяє локально збільшувати прохідний переріз саме в момент взаємодії із зерною часткою без істотного впливу на загальну геометрію робочої поверхні.

З урахуванням пружного переміщення трикутного прутка умова проходження зернової частки набуває вигляду

$$b_{\text{ек}} \leq B_0 + \Delta B(t). \quad (8)$$

Отримана залежність є однією з ключових у запропонованій математичній моделі, оскільки вона вперше пов'язує можливість проходження зернової частки одночасно з її поточною орієнтацією та динамічною зміною ширини щілини. Це означає, що навіть у випадках, коли за статичних умов проходження було б неможливим, короткочасне збільшення ширини щілини за рахунок пружного зміщення трикутного прутка створює додаткові можливості для проходження частки.

Отже, процес проходження зернівки крізь щілину визначається спільною дією двох взаємопов'язаних механізмів. Перший полягає у переорієнтації частки під дією обертального моменту, який виникає завдяки асиметричній геометрії контактної взаємодії. Другий пов'язаний із тимчасовою зміною ширини щілини внаслідок пружного переміщення трикутного прутка. Саме поєднання цих механізмів забезпечує підвищення ймовірності проходження прохідних зернин та створює передумови для зменшення забивання робочої поверхні.

У реальних умовах роботи решітної поверхні не всі зернові частки проходять крізь щілину після першого контакту з робочими елементами. За несприятливої просторової орієнтації або за незначної різниці між прохідним розміром зернівки та шириною щілини частка може частково входити між прутками і втрачати можливість подальшого переміщення. У такому випадку виникає явище заклинювання, яке є однією з основних причин зниження продуктивності решітних поверхонь та погіршення ефективності сепарації.

Заклиненна зернова частка перебуває у стані механічної рівноваги, який визначається співвідношенням між силами, що сприяють її подальшому переміщенню, та силами тертя у контактних зонах. У першому наближенні умову стійкого заклинювання можна подати у вигляді

$$F_{\text{п}} \leq F_{\text{т}}. \quad (9)$$

де $F_{\text{п}}$ – складова сили, що прагне перемістити частку; $F_{\text{т}}$ – сумарна сила тертя в зоні контакту.

Залежність (9) характеризує граничний стан, за якого зернова частка ще утримується між прутками. Якщо сили тертя перевищують або дорівнюють виштовхувальній силі, частка зберігає стійке положення, а процес сепарації в цій локальній зоні практично припиняється. Отже, для забезпечення безперервної роботи решета необхідно створити умови, за яких рівновага буде порушена.

На відміну від традиційних жорстких решіт, у запропонованій конструкції ця умова реалізується завдяки пружному закріпленню трикутного прутка. Під дією контактного навантаження він здійснює пружне зміщення, внаслідок чого одночасно змінюються як силові умови взаємодії, так і геометрія щілини. Таким чином, пружний

елемент виконує не лише функцію несучої конструкції, а й бере безпосередню участь у процесі самоочищення робочої поверхні.

Сила, що виникає внаслідок пружного деформування елемента, визначається залежністю

$$F_{\text{пр}} = kx_{\text{п}}. \quad (10)$$

де $x_{\text{п}}$ – переміщення трикутного прутка; k – жорсткість пружного елемента.

Із залежності (10) випливає, що величина пружної сили прямо пропорційна переміщенню прутка. Це означає, що зі збільшенням контактного навантаження автоматично зростає і сила, яка сприяє вивільненню заклиненої зернової частки. Таким чином, конструкція решета забезпечує своєрідний механізм саморегулювання, коли інтенсивність впливу на заклинену зернівку визначається умовами її взаємодії з робочою поверхнею.

З урахуванням інерційної складової, яка виникає внаслідок коливального руху решітного стану, умову вивільнення зернової частки можна записати у вигляді

$$F_{\text{пр}} + F_i > F_t. \quad (11)$$

де F_i – інерційна складова сили в зоні контакту.

Залежність (11) є визначальною для пояснення механізму самоочищення запропонованої конструкції. Вона показує, що вивільнення заклиненої частки відбувається лише за умови, коли сумарна дія пружної та інерційної сил перевищує сили тертя у зоні контакту. При цьому пружне зміщення трикутного прутка забезпечує не лише виникнення додаткової виштовхувальної сили, а й одночасне локальне збільшення ширини щілини. Отже, процес самоочищення реалізується завдяки одночасній дії двох взаємопов'язаних механізмів – силового та геометричного, які взаємно підсилюють один одного.

Для визначення величини пружного переміщення необхідно дослідити динамічну поведінку трикутного прутка. З цією метою його розглянемо як коливальну систему з однією узагальненою координатою, динаміка якої у першому наближенні описується рівнянням

$$m_p \ddot{x}_p + c \dot{x}_p + kx_p = F_0 \sin(\omega t). \quad (12)$$

де m_p – приведена маса рухомої частини; c – коефіцієнт демпфування; k – жорсткість пружних елементів; F_0 – амплітуда збуджувальної сили.

Рівняння (12) описує вимушені коливання пружно закріпленого прутка під дією періодичного навантаження. Його розв'язання дозволяє визначити параметри коливального процесу та оцінити їх вплив на зміну ширини щілини під час роботи решета.

Амплітуда усталених вимушених коливань визначається залежністю (рис. 3)

$$A_k = \frac{F_0 / k}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + (2\xi r)^2}}. \quad (13)$$

де $r = \omega / \omega_0$ – відношення частоти збудження до власної частоти системи; $\omega_0 = \sqrt{k / m_p}$ – власна кутова частота; $\xi = c / (2\sqrt{km_p})$ – коефіцієнт демпфування.

Аналіз залежності (13) свідчить, що амплітуда коливань визначається співвідношенням між частотою зовнішнього збудження, жорсткістю пружної системи та її демпфувальними властивостями. У міру наближення частоти збудження до власної частоти системи амплітуда коливань зростає, що сприяє збільшенню пружного переміщення трикутного прутка і, відповідно, динамічному розширенню щілини.

Разом із тим надмірне наближення до резонансного режиму може супроводжуватися значним збільшенням динамічних навантажень, нестійкістю руху зернового шару та прискореним зношуванням елементів конструкції. Тому під час проєктування решета доцільно обирати такі параметри жорсткості пружного закріплення та режими коливань, які забезпечують достатню інтенсивність самоочищення без переходу системи у небезпечну резонансну область.

З практичної точки зору це означає, що вибір жорсткості пружних елементів повинен забезпечувати достатню амплітуду переміщення трикутного прутка без переходу системи у резонансний режим. Такий підхід дозволяє одночасно забезпечити ефективне самоочищення решета та необхідну довговічність його конструктивних елементів.

Отримані аналітичні залежності дозволяють встановити причинно-наслідковий зв'язок між конструктивними параметрами пружно закріпленого трикутного прутка, режимами коливального руху та ефективністю самоочищення щілин решета. Це створює теоретичну основу для подальшого обґрунтування конструктивних параметрів комбінованої решітної поверхні та оптимізації її роботи залежно від фізико-механічних властивостей зернового матеріалу.

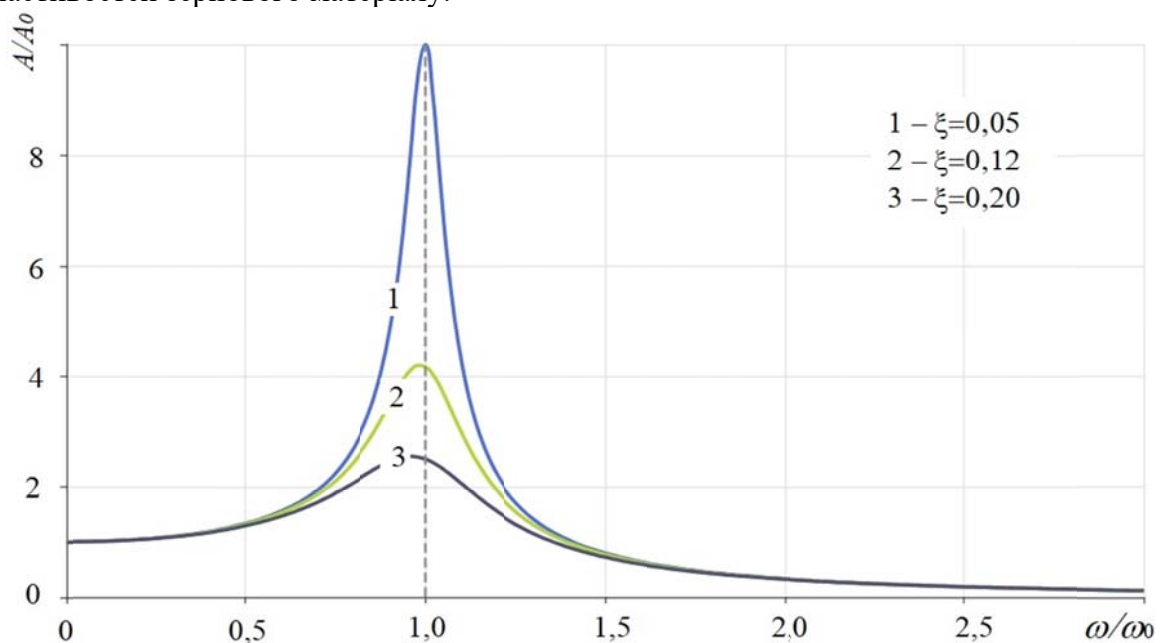


Рисунок 3 - Амплітудно-частотна характеристика трикутного прутка

Джерело: розроблено авторами

Таким чином, побудована математична модель комплексно описує процес взаємодії зернової частки з комбінованою решітною поверхнею на всіх основних етапах її переміщення: від початку ковзання по робочій поверхні до проходження крізь щілину або вивільнення у випадку заклинювання. Отримані аналітичні залежності дозволяють оцінити вплив конструктивних параметрів прутків, жорсткості пружного закріплення та кінематичних режимів роботи решета на ефективність процесу сепарації

і можуть бути використані як теоретична основа для подальшого оптимізаційного синтезу конструкції.

На відміну від відомих моделей, запропонований підхід одночасно враховує асиметрію контактної взаємодії зернової частки з прутками різного профілю, пружне переміщення трикутного прутка, динамічну зміну ширини щілини та умови самоочищення решета.

Висновки. У роботі виконано теоретичне дослідження процесу взаємодії зернової частки з комбінованою решітною поверхнею, утвореною почергово розташованими круглими та трикутними прутками, один із яких має пружне закріплення. На основі побудованої математичної моделі встановлено закономірності руху зернової частки, її орієнтації відносно щілини, проходження крізь робочу поверхню та механізму самоочищення решета.

1. Розроблено математичну модель взаємодії зернової частки з комбінованою решітною поверхнею, яка враховує дію сил тяжіння, інерції, нормальних реакцій, сил тертя та пружної взаємодії між зерною часткою і трикутним прутком. Запропонована модель дає можливість послідовно описати основні етапи переміщення зернівки від моменту контакту з робочою поверхнею до її проходження крізь щілину.

2. Встановлено, що визначальний вплив на орієнтацію зернової частки здійснює асиметрична геометрія контактної взаємодії, яка створює повертальний момент і сприяє розташуванню зернівки у положенні, найбільш сприятливому для проходження крізь щілину. Це дозволяє підвищити ймовірність проходження прохідних зернин без збільшення номінальної ширини щілини.

3. Теоретично обґрунтовано, що самоочищення решета забезпечується одночасною дією двох взаємопов'язаних механізмів: силового, обумовленого пружною та інерційною дією на заклинену частку, та геометричного, пов'язаного з локальним збільшенням ширини щілини внаслідок пружного переміщення трикутного прутка. Поєднання зазначених механізмів забезпечує втрату стійкості заклиненої зернової частки та її подальше вивільнення.

4. Отримано аналітичні залежності, що встановлюють взаємозв'язок між жорсткістю пружного закріплення, параметрами коливального режиму та амплітудою переміщення трикутного прутка. Показано, що вибір раціонального співвідношення між жорсткістю пружного елемента та частотою коливань дозволяє підвищити ефективність самоочищення без переходу системи в небезпечну резонансну область.

5. Запропонована математична модель може бути використана як теоретична основа для подальшого обґрунтування конструктивних і кінематичних параметрів комбінованих решітних поверхонь зерноочисних машин, а також під час розроблення нових конструкцій робочих органів із керованими пружними властивостями.

Отримані результати можуть бути використані під час проектування нових комбінованих решіт зерноочисних машин, вибору їх конструктивних параметрів та оптимізації режимів роботи з метою підвищення ефективності сепарації зернових матеріалів і зменшення забивання робочої поверхні.

Список літератури

1. Сало В.М., Лузан П.Г., Богатирьов Д.В. Технічне забезпечення підготовки зерна до зберігання: монографія. Кіровоград: СПД ФО Лисенко В.Ф., 2014. 148 с.
2. Сало В.М., Лузан П.Г., Богатирьов Д.В. Наукові основи сепарації зерна на решетах з клиноподібною формою отворів: монографія. Кіровоград: СПД ФО Лисенко В.Ф., 2013. 148 с.
3. Котов Б.І., Деревенько І.А., Степаненко С.П. Теоретичні аспекти сепарації зернових матеріалів на ступінчастоконічному решеті вібровідцентрових машин. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2016. Вип. 3. С. 175–180.

4. Алієв Е.Б., Яропуд В.М. Техніко-технологічне забезпечення прецизійної сепарації насіннєвого матеріалу сояшиника. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2019. Вип. 1(92). С. 40–47.
5. Бредихін В.В. Теоретичні основи вібропневматичного розділення насіннєвих матеріалів за густиною насіння: монографія. Харків, 2017. 81 с.
6. Задорожній О., Мороз С.М., Васильковський О.М. Аналіз конструкцій очисних пристроїв гравітаційних решіт з коливальним рухом решітного стану зерноочисних машин загального призначення. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин*. 2023. Вип. 53. С. 237–246. DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2023.53.237-246>
7. Лузан П.Г., Кісільов Р.В., Лузан О.Р. Обґрунтування параметрів решета з щілинами непостійного розміру. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин*. 2019. Вип. 49. С. 147–154. DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2019.49.147-154>
8. Kharchenko S., et al. Influence of physical and constructive parameters on the durability of vibrating sieves of grain separation machines. *Advances in Science and Technology Research Journal*. 2022. Vol. 16(6). P. 156–165. DOI: <https://doi.org/10.12913/22998624/156128>
9. Romanyuk N.N., et al. Improvement of devices for cleaning sieves of grain cleaning machines. *AIP Conference Proceedings*. 2023. Vol. 2767. 020005. DOI: <https://doi.org/10.1063/5.0127256>
10. Li H., Wang J.S., Yuan J.B., Yin W.Q., Wang Z.M., Qian Y.Z. Analysis of threshed rice mixture separation through vibration screen using discrete element method. *International Journal of Agricultural and Biological Engineering*. 2017. Vol. 10(6). P. 231–239. DOI: <https://doi.org/10.25165/j.ijabe.20171006.2910>
11. Chen Y.H., Tong X. Application of the DEM to screening process: a 3D simulation. *Min Sci Technol*. 2009. Vol. 19, No. 4. P. 493–497. [https://doi.org/10.1016/S1674-5264\(09\)60092-2](https://doi.org/10.1016/S1674-5264(09)60092-2)
12. Modeling of Aerodynamic Separation of Preliminarily Stratified Grain Mixture in Vertical Pneumatic Separation Duct / Kharchenko S., Borshch Y., Kovalyshyn S., Piven M., Abduev M., Miernik A., Popardowski E., Kielbasa P. *Applied Sciences*. 2021. Vol. 11(10). 4383. <https://doi.org/10.3390/app11104383>
13. Zhao L., et al. Simulation study of rice cleaning based on DEM-CFD coupling method. *Processes*. 2022. Vol. 10(2). Article 281. DOI: <https://doi.org/10.3390/pr10020281>
14. Guo Q., et al. A review of the discrete element method/modelling in agricultural engineering. *Journal of Agricultural Engineering*. 2023. Vol. 54(4). DOI: <https://doi.org/10.4081/jae.2023.1534>
15. Horabik J., Molenda M. Parameters and contact models for DEM simulations of agricultural granular materials: A review. *Biosystems Engineering*. 2016. Vol. 147. P. 206–225.
16. Influence of Sieve Surface Attitude on Sieving Performance of Granular Materials with Non-Uniform Feeding Conditions / Zhu, L., Chen, S., Zhao, Z., Ding, H., & Zhu, Y. *Agriculture*, 12(12), 2022. <https://doi.org/10.3390/agriculture12122023>
17. Chen Y.H., Tong X. Modeling screening efficiency with vibrational parameters based on DEM 3D simulation. *Min Sci Technol*. 2010. Vol. 20, No. 4. P. 615–620. [https://doi.org/10.1016/S1674-5264\(09\)60254-4](https://doi.org/10.1016/S1674-5264(09)60254-4)
18. Shi R., et al. Design of the vibrating sieving mechanism for a quinoa combine harvester and coupled analysis of DEM-MBD. *Agriculture*. 2025. Vol. 15(12). Article 1317. DOI: <https://doi.org/10.3390/agriculture15121317>
19. Wang G., Tong X. Screening efficiency and screen length of a linear vibrating screen using DEM 3D simulation. *Min Sci Technol*. 2011. Vol. 21, No. 3. P. 451–455. <https://doi.org/10.1016/j.mstc.2011.05.026>
20. Бажан І.М., Лещенко С.М., Васильковський О.М. Оцінка ефективності роботи решіт зерноочисних машин із зигзагоподібним розташуванням отворів. *Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки*. 2026. Вип. 13(44). С. 151-166. DOI: [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2026.13\(44\).151-166](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2026.13(44).151-166)
21. A Study on the Dynamic Behavior of a Sieve in an Industrial Sifter / Modrzewski, R.; Obraniak, Rylski, A.; Siczek, K. *Appl. Sci*. 2022, 12, 8590. <https://doi.org/10.3390/app12178590>
22. Степаненко С. П., Котов Б. І., Попадюк І. С. Дослідження процесу пневмовібраційного поділу зерна за густиною під час одномірного переміщення зернового потоку. *Механізація та електрифікація сільського господарства: Загальнодержавний збірник*. 2021. Вип. №14 (113). Глеваха : ННЦ “ІМЕСГ”, 2021. С. 77–87. DOI: <https://doi.org/10.37204/0131-2189-2021-14-8>

References

1. Salo, V. M., Luzan, P. H., & Bohatyrov, D. V. (2014). *Tekhnichne zabezpechennia pidhotovky zerna do zberihannia* [Technical support for grain preparation for storage]. SPD FO Lysenko V. F.

2. Salo, V. M., Luzan, P. H., & Bohatyrov, D. V. (2013). *Naukovi osnovy separatsii zerna na reshetakh z klynopodibnoi formoiu otvoriv* [Scientific foundations of grain separation on sieves with wedge-shaped openings]. SPD FO Lysenko V. F.
3. Kotov, B. I., Derevenko, I. A., & Stepanenko, S. P. (2016). *Teoretychni aspekty separatsii zernovykh materialiv na stupinchastokonichnomu reshete vibrovidtsentrovyykh mashyn* [Theoretical aspects of separation of grain materials on a stepped-conical sieve of vibrocentrifugal machines]. *Vibratsii v Tekhnitsi ta Tekhnolohiiakh*, (3), 175–180.
4. Aliiev, E. B., & Yaropud, V. M. (2019). *Tekhniko-tehnologichne zabezpechennia pretsyziinoi separatsii nasinnievoho materialu soniashnyka* [Technical and technological support for precision separation of sunflower seed material]. *Vibratsii v Tekhnitsi ta Tekhnolohiiakh*, 1(92), 40–47.
5. Bredykhin, V. V. (2017). *Teoretychni osnovy vibropnevmovidtsentrovoho rozdilennia nasinnievyykh materialiv za hustynoiu nasinnia* [Theoretical foundations of vibro-pneumo-centrifugal separation of seed materials by seed density]. Kharkiv.
6. Zadorozhnii, O., Moroz, S. M., & Vasylovskiy, O. M. (2023). *Analiz konstruktivnykh prystroiv hravitatsiinykh reshit z kolyvalnym rukhom reshitnoho stanu zernoochysnykh mashyn zahalnoho pryznachennia* [Analysis of cleaning device designs for oscillating gravity sieves in general-purpose grain cleaning machines]. *Konstruiuvannia, Vyrobnnytstvo ta Ekspluatatsiia Silskohospodarskykh Mashyn*, (53), 237–246. <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2023.53.237-246>
7. Luzan, P. H., Kisilov, R. V., & Luzan, O. R. (2019). *Obgruntuvannia parametriv resheta z shchilynamy nepostiinoho rozmiru* [Substantiation of parameters of a sieve with variable-size openings]. *Konstruiuvannia, Vyrobnnytstvo ta Ekspluatatsiia Silskohospodarskykh Mashyn*, (49), 147–154. <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2019.49.147-154>
8. Kharchenko, S., Kharchenko, F., Samborski, S., Paśnik, J., Kovalyshyn, S., & Sirovitskiy, K. (2022). Influence of physical and constructive parameters on the durability of vibrating sieves of grain separation machines. *Advances in Science and Technology Research Journal*, 16(6), 156–165. <https://doi.org/10.12913/22998624/156128>
9. Romanyuk, N. N., Ednach, V. N., Bondarenko, D. N., Tikhonov, E. A., Karnaukhov, A. I., Butenko, A. F., & Sokolova, V. A. (2023). Improvement of devices for cleaning sieves of grain cleaning machines. *AIP Conference Proceedings*, 2767, 020005. <https://doi.org/10.1063/5.0127256>
10. Li, H., Wang, J. S., Yuan, J. B., Yin, W. Q., Wang, Z. M., & Qian, Y. Z. (2017). Analysis of threshed rice mixture separation through vibration screen using discrete element method. *International Journal of Agricultural and Biological Engineering*, 10(6), 231–239. <https://doi.org/10.25165/j.ijabe.20171006.2910>
11. Chen, Y. H., & Tong, X. (2009). Application of the DEM to screening process: A 3D simulation. *Mining Science and Technology (China)*, 19(4), 493–497. [https://doi.org/10.1016/S1674-5264\(09\)60092-2](https://doi.org/10.1016/S1674-5264(09)60092-2)
12. Kharchenko, S., Borshch, Y., Kovalyshyn, S., Piven, M., Abduev, M., Miernik, A., Popardowski, E., & Kielbasa, P. (2021). Modeling of aerodynamic separation of preliminarily stratified grain mixture in vertical pneumatic separation duct. *Applied Sciences*, 11(10), Article 4383. <https://doi.org/10.3390/app11104383>
13. Zhao, L., Chen, L., Yuan, F., & Wang, L. (2022). Simulation study of rice cleaning based on DEM-CFD coupling method. *Processes*, 10(2), Article 281. <https://doi.org/10.3390/pr10020281>
14. Guo, Q., & Xia, H. (2023). A review of the discrete element method/modelling in agricultural engineering. *Journal of Agricultural Engineering*, 54(4). <https://doi.org/10.4081/jae.2023.1534>
15. Horabik, J., & Molenda, M. (2016). Parameters and contact models for DEM simulations of agricultural granular materials: A review. *Biosystems Engineering*, 147, 206–225. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2016.02.017>
16. Zhu, L., Chen, S., Zhao, Z., Ding, H., & Zhu, Y. (2022). Influence of sieve surface attitude on sieving performance of granular materials with non-uniform feeding conditions. *Agriculture*, 12(12), Article 2023. <https://doi.org/10.3390/agriculture12122023>
17. Chen, Y. H., & Tong, X. (2010). Modeling screening efficiency with vibrational parameters based on DEM 3D simulation. *Mining Science and Technology (China)*, 20(4), 615–620. [https://doi.org/10.1016/S1674-5264\(09\)60254-4](https://doi.org/10.1016/S1674-5264(09)60254-4)
18. Shi, R., Ren, X., Dai, F., Zhao, W., & Wang, T. (2025). Design of the vibrating sieving mechanism for a quinoa combine harvester and coupled analysis of DEM-MBD. *Agriculture*, 15(12), Article 1317. <https://doi.org/10.3390/agriculture15121317>
19. Wang, G., & Tong, X. (2011). Screening efficiency and screen length of a linear vibrating screen using DEM 3D simulation. *Mining Science and Technology (China)*, 21(3), 451–455. <https://doi.org/10.1016/j.mstc.2011.05.026>

20. Bazhan, I. M., Leshchenko, S. M., & Vasylovskiy, O. M. (2026). Otsinka efektyvnosti roboty reshit zernoochysnykh mashyn iz zyhzhopodibnym roztashuvanniam otvoriv. *Tsentrlnoukrainskyi Naukovyi Visnyk. Tekhnichni Nauky*, 13(44), 151–166. [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2026.13\(44\).151-166](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2026.13(44).151-166)
21. Modrzewski, R., Obraniak, A., Rylski, K., & Siczek, K. (2022). A study on the dynamic behavior of a sieve in an industrial sifter. *Applied Sciences*, 12(17), Article 8590. <https://doi.org/10.3390/app12178590>
22. Stepanenko, S. P., Kotov, B. I., & Popadiuk, I. S. (2021). Doslidzhennia protsesu pnevmovibratsiinoho podilu zerna za hustynoiu pid chas odnomirnogo peremishchennia zernovoho potoku. *Mekhanizatsiia ta Elektryfikatsiia Silskoho Hospodarstva*, 14(113), 77–87. <https://doi.org/10.37204/0131-2189-2021-14-8>

Petro Luzan, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Hrinchuk Andrii**, Postgraduate student, **Olena Luzan**, Assoc. Prof., PhD tech. sci.

Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine

Theoretical Substantiation of the Motion of Grain Material Particles on a Sieve with a Combined Rod Profile

The efficiency of grain cleaning largely depends on the interaction between grain particles and the working surface of sieves. Conventional rod sieves with fixed slot geometry are prone to particle jamming and clogging, which reduce separation efficiency and process stability. This study presents a theoretical substantiation of the motion of grain material particles on a sieve with a combined rod profile consisting of alternating circular and triangular rods. The circular rods are rigidly fixed, whereas the triangular rods are mounted on elastic elements, enabling controlled variation of the slot width during operation.

A mathematical model describing particle motion on the inclined sieve surface was developed considering gravitational, inertial, frictional, and contact forces. The interaction between a grain particle and the combined rod profile was analyzed to determine the conditions governing particle orientation, passage through the slot, jamming, and subsequent release. The dynamic behavior of the elastic triangular rod was additionally represented as a single-degree-of-freedom oscillatory system, and its amplitude–frequency characteristics were investigated.

The analysis demonstrated that the asymmetric contact between the particle and the combined rod profile generates a turning moment that promotes particle orientation by its passing dimension toward the slot. The elastic displacement of the triangular rod leads to a temporary increase in slot width, facilitating particle passage while reducing the probability of clogging. Analytical expressions describing particle passage, jamming, and self-cleaning conditions were obtained, providing a theoretical basis for selecting the design and operating parameters of the proposed sieve.

The proposed combined rod profile improves the separation process through the simultaneous action of particle self-orientation and adaptive variation of slot geometry. The obtained theoretical relationships can be used in the design and optimization of self-cleaning grain sieves and grain-cleaning machines to improve separation efficiency, operational reliability, and process stability.

grain material, sieve, grain separation, grain particle, combined rod profile, self-cleaning sieve, elastic element, grain-cleaning machine

Одержано (Received) 19.06.2026

Прорецензовано (Reviewed) 22.06.2026

Прийнято до друку (Approved) 26.06.2026

УДК 621.436

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2026.56.148-154>

Oleksandr Lymar, Assos. Prof., PhD phys.&math. sci., **Dmytro Marchenko**, Assoc. Prof., PhD tech. sci.

Mykolaiv National Agrarian University, Mykolaiv, Ukraine

e-mail: limaroo@mnau.edu.ua

Increasing the efficiency of operation of agricultural machinery by improving the diesel engine power supply system

The article explores the possibilities of increasing the efficiency of automotive equipment by modernizing the diesel engine power supply system to ensure its operation according to the gas-diesel cycle. The prospects for using natural gas as an alternative component of motor fuel are considered, which allows reducing diesel fuel consumption, reducing the cost of operating vehicles and increasing their fuel efficiency. The principles of operation of diesel engines with combined fuel supply are analyzed, the design features of the standard power supply system are determined, and the advantages and possible limitations of using the gas-diesel operating mode are assessed. An analysis of modern technical solutions for the conversion of diesel engines proposed by domestic and foreign developers is performed. It is established that the implementation of a modernized power supply system will contribute to increasing the fuel efficiency of automotive equipment, reducing the negative impact on the environment by reducing harmful emissions and improving the technical and economic performance of vehicle operation, in particular in the conditions of the agro-industrial complex.

energy efficiency, agro-industrial complex, vehicles, diesel engine, power system, gas-diesel cycle, natural gas, fuel economy, modernization, operational efficiency

Problem statement. The efficiency of operation of automotive equipment used in the agro-industrial complex is largely determined by the cost of fuel and energy resources, the reliability of power units and environmental performance of vehicles. The constant increase in the cost of diesel fuel, the need to reduce the cost of transport operations and increase the energy efficiency of vehicles necessitate the search for alternative ways to organize the process of powering diesel engines [1].

One of the most promising areas is the use of a gas-diesel cycle, in which part of the diesel fuel is replaced by natural or liquefied petroleum gas, and diesel fuel performs the function of an ignition dose [2-4]. This approach allows you to reduce diesel fuel consumption, reduce operating costs and improve the environmental performance of the engine without significant intervention in its basic design.

At the same time, existing gas-diesel systems are characterized by insufficient adaptation to different engine load modes, the complexity of coordinating the supply of diesel and gas fuel, as well as the need to ensure reliability, safety and stability of the combustion process. The effectiveness of their application largely depends on the design features of the power supply system and the control algorithms for the supply of both types of fuel [5].

In this regard, an urgent scientific and practical task is to improve the power supply system of a diesel engine to operate on a gas-diesel cycle, which will ensure increased fuel efficiency and operational efficiency of vehicles of the agro-industrial complex.

Analysis of recent research and publications. The issue of increasing the energy efficiency of diesel engines through the use of alternative fuels is one of the priority areas of

modern research in the field of road transport and agricultural engineering. A significant number of scientific works are devoted to improving the power supply systems of diesel engines, studying the processes of mixture formation, ensuring stable combustion of the fuel mixture and increasing fuel efficiency by partially replacing diesel fuel with natural or liquefied petroleum gas [6-8]. In the works of Ukrainian scientists, considerable attention is paid to the development of gas-diesel power systems for diesel engines in operation. Studies show that the use of microprocessor control of gas fuel supply makes it possible to increase the fuel efficiency of the engine, reduce the toxicity of exhaust gases and expand the fuel base of vehicles without significantly changing the design of the power unit [9-11].

Analysis of modern technical solutions shows that the most widespread electronic systems are STAG Diesel, Landi Renzo Diesel Dual Fuel, Prins Dual-Fuel HD, AEB MP48 DF, Autogas Italia DDF, ELPIGAZ DEGAmix, ALEX Diesel and Blue Power Diesel, which provide partial replacement of diesel fuel with gas while maintaining the standard diesel fuel system. The main advantage of such systems is the possibility of upgrading serial diesel engines without their deep structural modification, as well as the possibility of operating the engine in both gas-diesel and traditional diesel modes.

At the same time, the analysis of literary sources shows that the efficiency of existing systems largely depends on the accuracy of gas fuel dosing, the consistency of the operation of gas and diesel subsystems, the engine load mode, the quality of the electronic control unit settings and the technical condition of the fuel equipment [12]. The greatest economic effect is achieved during engine operation at medium and high loads, while at low loads and transient modes there is a need to limit the gas supply to ensure a stable combustion process and preserve the engine resource.

Therefore, despite a significant amount of scientific research and practical developments, the issue of improving the diesel engine power supply system, which will provide the optimal ratio of diesel and gas fuel in a wide range of operating modes, remains relevant, which determines the direction of this study.

Task statement. The purpose of the study is to increase the efficiency of operation of vehicles of the agro-industrial complex by improving the diesel engine power supply system for operation on the gas-diesel cycle. Achieving the set goal involves reducing diesel fuel consumption, increasing fuel efficiency and ensuring stable engine operation when using two-component fuel.

To achieve the set goal, it is necessary to solve the following tasks:

- analyze the features of the functioning of diesel engines when operating on the gas-diesel cycle and determine the factors that affect their fuel efficiency and operational efficiency;
- investigate existing design solutions for diesel engine power supply systems for operation on a mixture of diesel and gas fuel, determine their advantages, disadvantages and possibilities of application in the conditions of the agro-industrial complex;
- substantiate the design scheme of an improved diesel engine power supply system that provides a coordinated supply of diesel and gas fuel depending on the engine operating mode;
- assess the impact of the proposed system on fuel economy, operational efficiency and the possibility of practical use of vehicles in the conditions of the agro-industrial complex.

Presentation of the main material. One of the most promising directions for increasing the efficiency of operation of vehicles of the agro-industrial complex is the use of alternative types of motor fuel without significantly changing the design of the base engine. The most appropriate solution for diesel engines is the use of a gas-diesel cycle, in which part

of the energy required for engine operation is provided by natural gas, and diesel fuel is used only as an ignition portion. This approach allows you to preserve all the advantages of a diesel engine, in particular, a high efficiency, significant torque and reliability of ignition of the fuel mixture, while simultaneously reducing the consumption of expensive diesel fuel and operating costs of the vehicle. [13,14].

The MAN TGA 33.480 truck equipped with a six-cylinder MAN D2066 diesel engine with a Common Rail injection system was taken as the basic object of the study. The choice of this particular vehicle was due to its wide use in transport provision of the agro-industrial complex, high operational loads and significant annual consumption of diesel fuel. Using such a vehicle as an object of modernization allows for the most complete assessment of the effectiveness of the gas-diesel power system.

The main purpose of the development is to create a combined power system that ensures engine operation both in normal diesel mode and in the mode of partial replacement of diesel fuel with compressed natural gas. In this case, the standard fuel equipment does not undergo structural changes, but is supplemented by a gas subsystem that provides a metered supply of natural gas depending on the engine load.

The structural diagram of the proposed system is shown in (Fig. 1). It consists of a standard Common Rail diesel system, cylinders for storing compressed natural gas, a multivalve, a refueling device, a high-pressure reducer, a gas filter, a solenoid valve, gas nozzles, pressure and temperature sensors, and an electronic control unit. The gas subsystem is integrated into the engine intake tract without changing the design of the combustion chamber.

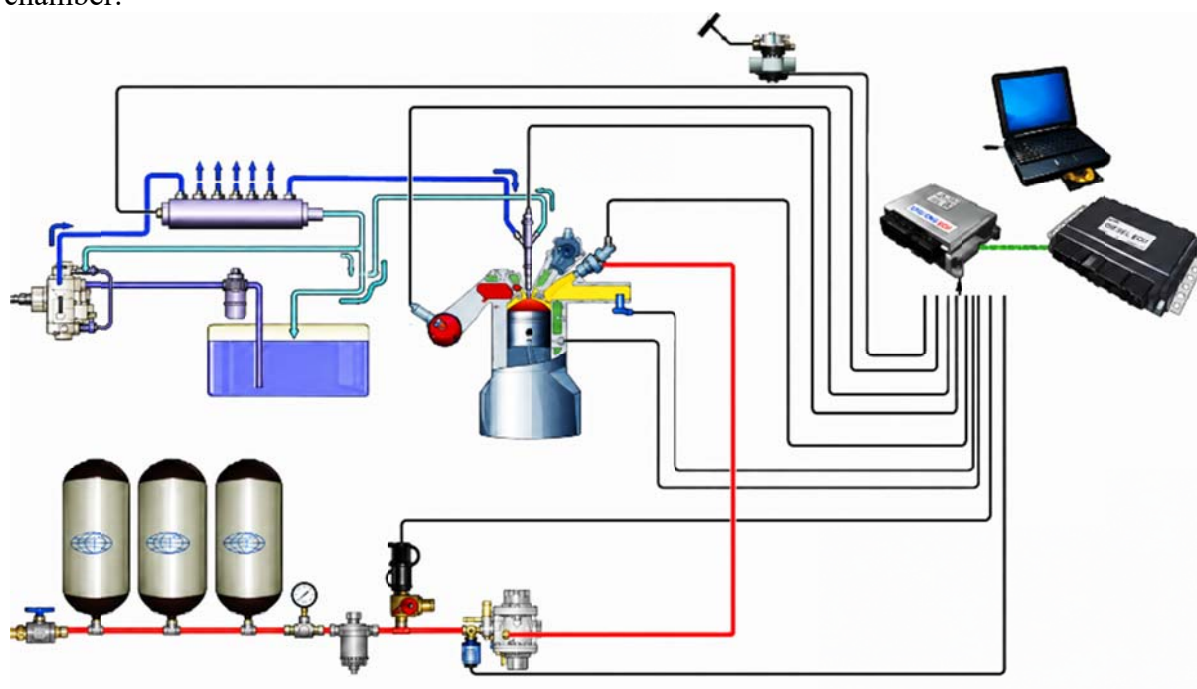


Figure 1 – Diagram of the power supply system of a MAN 2066 diesel engine adapted to operate on a gas-diesel cycle

The principle of operation of the system is that after starting the engine, its operation is carried out exclusively on diesel fuel. After reaching the required coolant temperature, the electronic control unit switches the engine to gas-diesel mode. Gas from the cylinders enters through a reducer, in which the pressure is reduced to the operating value, after which it is fed into the intake manifold through gas nozzles. Diesel fuel, as before, is injected directly into the cylinder by standard nozzles in an amount sufficient for self-ignition. After the ignition of

the diesel ignition portion, the combustion of the previously prepared gas-air mixture occurs. The electronic control unit constantly monitors the crankshaft rotation speed, engine load, temperature, gas pressure and other parameters, ensuring the optimal ratio between diesel and gas fuel. Unlike the complete conversion of a diesel engine into a gas engine, the proposed system does not require changing the compression ratio, the design of the piston group or the installation of a forced ignition system. This significantly simplifies the modernization of the car, reduces its cost and provides the possibility of a quick return to the traditional diesel mode of operation.

To assess the effectiveness of the proposed design, design and technological calculations were performed. The main indicator is the coefficient of substitution of diesel fuel with natural gas:

$$K_z = \frac{Q_g}{Q_d},$$

where K_z – diesel fuel substitution coefficient; Q_g – amount of energy coming from natural gas, *MJ*; Q_d – the amount of energy coming from diesel fuel, *MJ*.

In the calculations carried out, it was assumed:

$$K_z = 0,30,$$

i.e. 30% of the energy is provided by natural gas and 70% by diesel fuel. This ratio is optimal in terms of ensuring stable ignition of the mixture and preventing detonation processes.

The annual consumption of diesel fuel after conversion is determined by the formula

$$Q_{dg} = Q_d \cdot (1 - K_z),$$

where Q_{dg} – diesel fuel consumption after conversion, *L*; Q_d – diesel fuel consumption before conversion, *L*.

Provided that

$$Q_d = 24108 \text{ L},$$

we will get

$$Q_{dg} = 24108 \cdot (1 - 0,30) = 16876 \text{ L}.$$

The annual diesel fuel savings are determined by the expression

$$Q_{dg} = Q_d \cdot (1 - K_z)$$

After substituting the numerical values, we have

$$\Delta Q = 24108 - 16876 = 7232 \text{ L}.$$

Therefore, the use of a gas-diesel system ensures a reduction in diesel fuel consumption by 7232 liters per year.

To assess fuel efficiency, the residual diesel fuel consumption coefficient was determined:

$$K_{ek} = \frac{Q_{dg}}{Q_d}.$$

After substitution we get

$$K_{ek} = 16876 / 24108 = 0,70.$$

The diesel fuel economy coefficient is determined by the dependence

$$K_{ed} = 1 - K_{ek}$$

From here

$$K_{ed} = 1 - 0,70 = 0,30.$$

Thus, the modernization of the power supply system allows you to reduce diesel fuel consumption by approximately 30%.

The economic effect of using a gas-diesel system is determined by the formula

$$E = B_1 - B_2,$$

where B_1 —annual fuel costs before modernization, *a.u.*; B_2 —annual costs after modernization, *a.u.*

According to the results of the calculations

$$B_1 = 1325940 \text{ a.u.};$$

$$B_2 = 1205876 \text{ a.u.}$$

Then

$$E = 1325940 - 1205876 = 120064 \text{ a.u.}$$

The relative reduction in fuel costs is determined by the formula

$$\eta = \left(\frac{E}{B_1} \right) * 100\% .$$

After substituting the values, we get

$$\eta = (120064 / 1325940) \cdot 100 = 9,1 \text{ \%}.$$

The results obtained show that even with partial replacement of diesel fuel with natural gas, a noticeable economic effect is provided, especially for vehicles with high annual mileage.

An additional advantage of the proposed system is the improvement of environmental performance. Natural gas is characterized by a higher hydrogen content and a lower amount of heavy hydrocarbons compared to diesel fuel, which ensures more complete combustion of the fuel-air mixture. As a result, the smoke of exhaust gases, the concentration of particulate matter and other products of incomplete combustion are reduced.

The efficiency of the gas-diesel system largely depends on the engine load mode. The best results are achieved at medium and high loads, when favorable conditions for complete combustion of the gas-air mixture are provided. At low loads and idle, the proportion of gas fuel should be limited, which prevents unstable combustion and ensures reliable engine operation. That is why the electronic control unit continuously adjusts the gas supply in accordance with the current engine operating mode.

Thus, the performed design and theoretical calculations confirm that the proposed diesel engine power supply system for operation on the gas-diesel cycle is technically feasible and economically feasible. The use of a combined system, the design of which is shown in (Fig. 1), allows, without changing the basic engine design, to provide partial replacement of diesel fuel with natural gas, reduce its annual consumption by 7232 L, reduce fuel consumption by approximately 9.1%, and also improve the environmental performance of vehicles. This confirms the prospects of using the proposed system on trucks of the agro-industrial complex.

Conclusions. As a result of the research, it was established that the use of the gas-diesel cycle is one of the most effective ways to increase the energy efficiency of vehicles in the agro-industrial complex. An analysis of the features of the operation of diesel engines showed that partial replacement of diesel fuel with natural gas allows for a stable work process without making significant structural changes to the base engine.

The analysis of modern domestic and foreign gas-diesel power systems confirmed that the most promising are electronically controlled gas fuel dosing systems that provide automatic

regulation of its supply depending on the engine operating mode. At the same time, it was established that existing systems need to be improved to ensure the accuracy of gas dosing and optimize the joint operation of the gas and diesel subsystems.

The design scheme of an improved diesel engine power system is substantiated, which involves the integration of the gas subsystem with the standard Common Rail system without changing the engine design. The proposed technical solution provides automated natural gas supply in accordance with the engine load and the implementation of the gas-diesel cycle while maintaining the possibility of operating the vehicle in traditional diesel mode.

The theoretical calculations performed confirmed the effectiveness of the proposed system. It was established that with a diesel fuel substitution coefficient of 30%, the annual diesel fuel savings are 7232 liters, and fuel costs are reduced by approximately 9.1%, which provides an annual economic effect of 120064 *a.u.* The results obtained confirm the technical feasibility and economic efficiency of using the proposed power system on vehicles of the agro-industrial complex.

References

1. Zhang, X., Gao, J., Fan, D., Yang, Q., Han, F., & Yu, H. (2024). Impact of pilot diesel injection timing on performance and emission characteristics of marine natural gas/diesel dual-fuel engine. *Scientific Reports*, 14, Article 10713. <https://doi.org/10.1038/s41598-024-61672-5>
2. Liu, J., Zhao, W., Zhang, X., Ji, Q., Ma, H., Sun, P., & Wang, P. (2024). Optimizing combustion and emissions in natural gas/diesel dual-fuel engine with pilot injection strategy. *Thermal Science and Engineering Progress*, 48, Article 102418. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2024.102418>
3. Sehili, Y., Tarabet, L., Cerdoun, M., Loubar, K., & Lacroix, C. (2024). Toward improving efficiency and mitigating emissions in a natural gas/diesel direct injection dual fuel engine using EGR. *International Journal of Engine Research*, 25(11). <https://doi.org/10.1177/14680874241261003>
4. Muhssen, H. S., Zöldy, M., & Bereczky, Á. (2024). A comprehensive review on the hydrogen–natural gas–diesel tri-fuel engine exhaust emissions. *Energies*, 17(15), 3862. <https://doi.org/10.3390/en17153862>
5. Pribadi, E. C. W., Semin, Santoso, A., Cahyono, B., Iswantoro, A., Prasutiyon, H., & Felayati, F. M. (2024). Lateral swirl combustion system development of dual fuel diesel engine piston to improve efficiency and reduce NOx emission: A brief review. *International Journal on Engineering Applications*, 12(4), 218–225. <https://doi.org/10.15866/irea.v12i4.23008>
6. Channapattana, S. V., Ramesh, K., & Kumar, G. N. (2024). Performance and emission characteristics of diesel engines running on gaseous fuels in dual-fuel mode. *International Journal of Hydrogen Energy*, 49(Part B), 868–909. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2023.09.130>
7. Lievtierov, A. M., & Avramenko, A. M. (2024). Vybir parametriv hazovoho zmishuvacha dlia konversii dyzelnoho motor-heneratora u hazodyzelnyi [Selection of gas mixer parameters for conversion of a diesel generator engine to dual-fuel operation]. *Dvyhuny vnutrishnoho zghoriannia [Internal Combustion Engines]*, 2, 16–24. <https://doi.org/10.20998/0419-8719.2024.2.02>
8. Marchenko, D., Dykha, A., Aulin, V., Matvyeyeva, K., Tishechkina, K., & Kurepin, V. (2020). Development of technology and research of method of electric hydropulse hardening of machine parts. In *Proceedings of the 25th IEEE International Conference on Problems of Automated Electric Drive. Theory and Practice (PAEP 2020)*. IEEE. <https://doi.org/10.1109/PAEP49887.2020.9240796>
9. Kryshypa, S. I., Kryshypa, L. I., Kozak, F. V., Demianchuk, Ya. M., Trukhanivskiy, A. M., & Hrishtor, T. T. (2024). Analiz enerhoefektyvnosti dyzelnykh dvyhuniv naftohazovoho tekhnolohichnoho transportu, konvertovanykh na alternatyvni vydy palyva [Analysis of the energy efficiency of diesel engines of oil and gas technological transport converted to alternative fuels]. *Matematychni modeliuvannia [Mathematical Modeling]*, 1(50), 53–61. [https://doi.org/10.31319/2519-8106.1\(50\)2024.305598](https://doi.org/10.31319/2519-8106.1(50)2024.305598)
10. Zubiekhina-Khaiat, O., Hruban, V., Lyman, O., & Marchenko, D. (2026). Designing technologies for strengthening tractor and self-propelled machine parts in agricultural conditions. *Ukrainian Black Sea Region Agrarian Science*, 30(1), 44–61. <https://doi.org/10.56407/bs.agrarian/1.2026.44>
11. Marchenko, D., Matvyeyeva, K., Lyman, O., & Kurepin, V. (2025). Enhancing the reliability and wear resistance of high-speed cutting tools through the use of ionized air-oil lubrication media in machine part restoration. *Problems of Tribology*, 30(4/118), 72–78. <https://doi.org/10.31891/2079-1372-2025-118-4-72-78>

12. Marchenko, D., & Matvyeyeva, K. (2023). Development and research of an automatic system for regulating the frequency of rotation of a diesel engine crankshaft. In *2023 IEEE 5th International Conference on Modern Electrical and Energy System (MEES)*. IEEE. <https://doi.org/10.1109/MEES61502.2023.10402401>
13. Rizopoulos, N., & Papagiannakis, R. (2025). Comparative evaluation of the effect of exhaust gas recirculation usage on the performance characteristics and emissions of a natural gas/diesel compression-ignition engine operating at part-load conditions. *Energies*, 18(3), 710. <https://doi.org/10.3390/en18030710>
14. Ariani, B., Felayati, F. M., & Batutah, M. A. (2024). Experimental investigation of oxy-hydrogen injection in natural gas/diesel dual-fuel engine: Performance and emission analysis under low load operation. *Kapal: Jurnal Ilmu Pengetahuan dan Teknologi Kelautan*, 21(1), 10–16. <https://doi.org/10.14710/kapal.v21i1.61692>

О. О. Лимар, доц., канд. фіз.-мат. наук, **Д. Д. Марченко**, доц., канд. техн. наук

Миколаївський національний аграрний університет, м. Миколаїв, Україна

Підвищення ефективності експлуатації автомобільної техніки АПК шляхом удосконалення системи живлення дизельного двигуна

У статті розглянуто питання підвищення ефективності експлуатації автомобільної техніки агропромислового комплексу шляхом удосконалення системи живлення дизельного двигуна для роботи за газодизельним циклом. Обґрунтовано доцільність використання природного газу як додаткового моторного палива для зменшення споживання дизельного палива, підвищення паливної економічності, скорочення експлуатаційних витрат і покращення екологічних показників транспортних засобів.

Проведено аналіз сучасних підходів до переобладнання дизельних двигунів для роботи за газодизельним циклом та досліджено конструктивні особливості штатної системи живлення і наявних технічних рішень щодо подачі природного газу. Запропоновано удосконалену систему живлення дизельного двигуна MAN D2066 із системою впорскування Common Rail, яка забезпечує автоматизовану подачу природного газу відповідно до режимів роботи двигуна без суттєвого втручання в його конструкцію. Виконано теоретичне обґрунтування параметрів модернізованої системи, визначено коефіцієнт заміщення дизельного палива природним газом, розраховано річну економію палива та економічний ефект від упровадження запропонованого технічного рішення. Оцінено вплив модернізованої системи живлення на паливну економічність, експлуатаційні характеристики та екологічні показники автомобільної техніки агропромислового комплексу.

Встановлено, що використання удосконаленої системи живлення забезпечує заміщення до 30 % дизельного палива природним газом, сприяє зниженню експлуатаційних витрат приблизно на 9,1 %, підвищує паливну економічність і зменшує негативний вплив транспортних засобів на навколишнє середовище. Запропоноване технічне рішення не потребує суттєвого переобладнання базового двигуна та може бути впроваджене на автомобільній техніці агропромислового комплексу. Отримані результати підтверджують перспективність застосування газодизельних технологій для модернізації дизельних двигунів і створюють практичне підґрунтя для подальшого підвищення ефективності експлуатації транспортних засобів.

енергоефективність, агропромисловий комплекс, транспортні засоби, дизельний двигун, система живлення, газодизельний цикл, природний газ, паливна економічність, модернізація, експлуатаційна ефективність

Одержано (Received) 19.06.2026

Прорецензовано (Reviewed) 21.06.2026

Прийнято до друку (Approved) 22.06.2026

УДК 63.31

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2026.56.155-167>**М. С. Храмов, В. А. Грубань**, доц., канд. техн. наук*Миколаївський національний аграрний університет, м. Миколаїв, Україна**e-mail: khramovms@mnaui.edu.ua*

Обґрунтування параметрів плоских напрямних дисків комбінованої ґрунтообробної установки на основі математичного моделювання

Метою роботи є теоретичне обґрунтування параметрів плоских напрямних дисків комбінованої ґрунтообробної установки шляхом математичного моделювання взаємодії ґрунту з їхньою поверхнею.

Визначені раціональні значення радіуса направляючих дисків, що складають 0,172 м та залежності площі зони диску, у якого сили тертя сприяють його обертанню, від кута піднімання ґрунту лемішем $20...25^\circ$, кінематичного параметра диску та його радіуса. Встановлено, що оптимальна відстань між направляючими дисками становить 0,12 м і більше, що унеможливує заклинювання ґрунту між дисками під час його піднімання лемішем. Встановлення дисків під кутом один до одного збільшує тяговий опір та величину згруджування ґрунту.

ґрунтообробна установка, леміш, напрямні диски, згруджування, тертя, кінематичний параметр

Постановка проблеми. Проблема зниження негативного впливу механізованого обробітку ґрунту та витрат енергії на його проведення виникли в першій половині минулого сторіччя та є актуальними в міру збільшення інтенсифікації виробництва і маси сільськогосподарської техніки. Сучасні світові тенденції на отримання екологічно чистої продукції вимагають часткової відмови від хімічних засобів боротьби з бур'янами. Робочі органи ґрунтообробних машин не забезпечують раціонального впливу на ґрунт з точки зору агрономічної науки і еколого-економічних вимог. Тому для вдосконалення процесів обробітку ґрунту необхідний комплексний підхід до питань зменшення руйнування робочими органами машин і знарядь структури ґрунту і розробки технологічних процесів, що забезпечують оптимізацію агрофізичних властивостей ґрунту і вдосконалення технологій вирощування сільськогосподарських культур з метою зниження витрат енергії на одиницю отриманої продукції.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. На сьогоднішній день одним із пріоритетних напрямів розвитку сільськогосподарського машинобудування є удосконалення робочих органів ґрунтообробних машин та знарядь на основі математичного моделювання процесів взаємодії робочих органів з ґрунтовим середовищем. Особливу увагу приділяють застосуванню методу дискретних елементів (Discrete Element Method, DEM), що дозволяє досліджувати процес руйнування ґрунту, переміщення його частинок, визначати силові навантаження на робочі органи та прогнозувати якість виконання технологічного процесу зменшуючи кількість експериментальних досліджень [1, 2].

У роботах [3-8] показано, що DEM-моделювання є одним із найбільш ефективних інструментів аналізу взаємодії ґрунту з робочими органами сільськогосподарських машин. В цих дослідженнях наведено узагальнені сучасні контактні моделі, методики калібрування параметрів ґрунту та підходи до визначення силових характеристик і параметрів руйнування ґрунтового середовища. Авторами зазначено, що точність чисельного моделювання значною мірою визначається правильним вибором контактної моделі та параметрів калібрування та дозволяє отримувати результати, які є близькими до експериментальних.

Також, велика кількість сучасних досліджень присвячена моделюванню взаємодії ґрунту з дисковими робочими органами [9-12]. Зокрема, у роботі [2,3] розроблено DEM-MBD модель взаємодії дискового плуга з ґрунтом, що дозволяє визначати швидкість обертання диска, траєкторії переміщення частинок ґрунту та дозволяє оцінити якість обороту скиби. Зазначено, що використання поєднання DEM із багатотіловою динамікою забезпечує високу точність прогнозування технологічного процесу та може бути використане для оптимізації конструктивних параметрів пасивних дискових робочих органів. Достатньо активно розвиваються дослідження, що присвячені визначенню впливу геометричних параметрів дисків, їх кутів встановлення, швидкості руху та глибини обробітку на показники взаємодії з ґрунтом [13, 14]. Отримані результати свідчать, що зміна конструктивних параметрів дискових робочих органів істотно впливає на величину тягового опору, характер деформації ґрунту, ширину зони розпушення та інтенсивність його переміщення. Використання чисельного моделювання дозволяє визначати раціональні конструктивні параметри ще на етапі проєктування машин, що значно скорочує витрати на експериментальні дослідження.

Окремий напрям сучасних досліджень пов'язаний з аналізом зон деформації, механізмом руйнування та переміщенням ґрунту під дією різних типів робочих органів. У сучасних оглядових роботах зазначено, що при оцінюванні якісних показників ефективності роботи ґрунтообробних машин доцільно враховувати не лише тяговий опір, а показники розпушення, перемішування, бокового переміщення ґрунту та особливості формування зон деформації [15]. Саме показники цих параметрів визначають агротехнічну ефективність сучасних комбінованих ґрунтообробних машин.

Незважаючи на значну кількість досліджень, більшість із них присвячена традиційним дисковим плугам, роторним фрезам, лаповим культиваторам або сошникам [11-12]. Питання взаємодії ґрунту з плоскими напрямними дисками комбінованих ґрунтообробних установок, визначення зон дії сил тертя на їх поверхні, впливу конструктивних параметрів дисків на умови переміщення ґрунту по лемішу та запобігання його заклинюванню залишаються недостатньо висвітленими [16]. Відсутні також математичні моделі, які могли б комплексно враховували кінематику руху ґрунту відносно напрямних дисків та дозволяли обґрунтувати їх раціональні геометричні параметри.

Отже, аналіз сучасних наукових досліджень свідчить, що застосування математичного моделювання та методу дискретних елементів є ефективним інструментом дослідження процесів взаємодії ґрунту з робочими органами [17]. Разом із тим недостатньо дослідженими залишаються закономірності взаємодії ґрунту саме з плоскими напрямними дисками комбінованих ґрунтообробних установок. Це зумовлює необхідність розробки математичної моделі, яка дозволить обґрунтувати конструктивно-кінематичні параметри та підвищити ефективність функціонування установки.

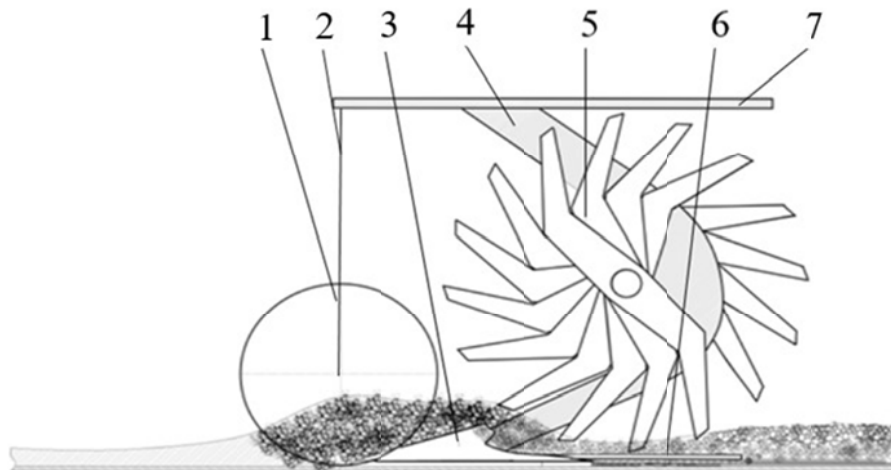
Постановка завдання. Метою роботи є теоретичне обґрунтування параметрів плоских напрямних дисків комбінованої ґрунтообробної установки шляхом математичного моделювання взаємодії ґрунту з їхньою поверхнею.

Виклад основного матеріалу. Робочі органи для підрізання та підймання ґрунту експериментальною ґрунтообробною установкою, не забезпечують належним чином рух ґрунту за підрізаючою лапою при глибини обробітку від 3 до 12 см. У зв'язку з цим виникла потреба у визначенні робочих органів для їх застосування у різних технологіях механізованого обробітку ґрунту [18].

З метою того, щоб ґрунт не згруджувався і не розсипався в сторони, з обох боків леміша необхідно встановити диски, що вільно обертаються [19].

Плоскі диски використовують як основні та додаткові робочі органи. Розглянуто застосування плоских дисків, що вільно обертаються як додаткових робочих органів (рис. 1).

Встановлені на рамі 7 через кронштейн 2 плоскі диски, що вільно обертаються 1 при русі заглиблюються в ґрунт і перекочуються в ньому. За умов переміщення своєї осі в напрямку обертання ротора 5, диски 1, сприяють відриву ґрунту від масиву, що підтиснений між ними, і далі рухають його по лемішу. Стрілчаста лапа (леміш) 3 встановлена на стійці 5, що кріпиться до рами 7, забезпечує їх заглиблення, піднімання шару ґрунту відірваного від масиву плоскими дисками 1, що вільно обертаються, які за умов підймання, частково кришаться, утворюючи ґрунтове ядро перед лемішем, 3. Також напрямні диски 1 обмежують згруджування ґрунту з леміша на сторони.



1 – напрямний плоский диск; 2 – кронштейн; 3 – леміш; 4 – стійка; 5 – роторний робочий орган; 6 – сепаруюча решітка; 7 – рама

Рисунок 1 – Принципова схема експериментальної установки:

Джерело: розроблено авторами

Ножі ротора 5 захоплюють ґрунт, кришать і переміщують його по решітці. Дрібні грудочки проходять через отвори сепаруючої решітки, за таких умов при цьому на поверхню ґрунту викидаються великі грудки, пожнивні рештки, і рослини з корінням, у тому числі і кореневища бур'янів. В результаті відбувається сепарація оброблюваного шару ґрунту, розшарування його по структурному складу, знищення бур'янів завдяки їх механічному вичісуванню з оброблюваного шару ґрунту, без пошкодження кореневої системи, а на поверхні з пожнивних залишків утворюється мульчуючий шар.

При русі експериментальної ґрунтообробної установки плоскі диски, що вільно обертаються, заглиблюються в ґрунт і перекочуються в ньому. За умов переміщення

своїї осі в напрямку обертання ротора. Обертальним рухом дисків, ґрунт, який затиснутий між ними, відривається від масиву та далі рухається за лемішем.

При русі секції експериментальної ґрунтообробної установки ґрунт на леміші між дисками накопичується доти, поки підпір не буде достатнім для його відносного руху. На відносний рух ґрунту по лемішу впливає напрямок і величина сил тертя, що виникають між дисками, що вільно обертаються і ґрунтом. Для визначення напрямку сил тертя розглянемо кінематику руху частинок ґрунту по відношенню до внутрішньої поверхні дисків, що обертаються.

Припустимо, що секція комбінованої установки переміщується рівномірно та прямолінійно, а внутрішня поверхня плоских дисків взаємодіє з частинками ґрунту, які піднімаються під впливом леміша, та не суміщує їх.

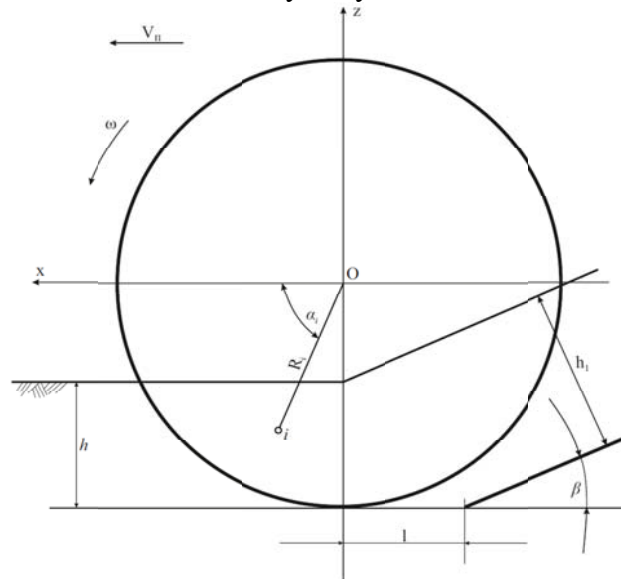


Рисунок 2 – Схема до визначення рівняння траєкторії руху частинки ґрунту відносно поверхні диску

Джерело: розроблено авторами

Тоді проектуючи радіус-вектор R_i та $\dot{l}$ частинки ґрунту на вісі рухомих координат XOZ (рис. 2) враховуючи обертання напрямних дисків отримаємо систему рівнянь траєкторії її руху:

$$\begin{cases} X = (R_i \cos \alpha_i - V_{\pi} t) \cos \omega t + (R_i \sin \alpha_i + K V_{\pi} t) \sin \omega t \\ Z = (R_i \cos \alpha_i - V_{\pi} t) \sin \omega t - (R_i \sin \alpha_i + K V_{\pi} t) \cos \omega t \end{cases}, \quad (1)$$

де $\alpha_i = \arcsin \frac{R - h_i}{R_i}$ – це кут, який характеризує заглиблення диска радіусом R на глибину h_i у ґрунт; R – радіус дисків; $K = \tan \beta$ – кутовий коефіцієнт; β – кут підйому ґрунту лемішем; V_{π} – поступальна швидкість руху експериментальної установки; t – час руху; ωt – кут повороту дисків.

Напрямок дії сили тертя частинки ґрунту по диску збігається з вектором його відносної швидкості, яка спрямована по дотичній до траєкторії руху і визначається за допомогою рівняння:

$$\frac{z_k - z}{\dot{z}} = \frac{x_k - x}{\dot{x}},$$

або

$$A_1 x_k - B_1 z_k - C_1 = 0, \quad (2)$$

де x_k, z_k – поточні координати дотичної лінії.

Враховуючи рівняння (1) та (рис. 2) отримаємо:

$$\begin{aligned} A_1 &= [KV_{\Pi} - (R_i \cos \alpha_i - V_{\Pi} t) \omega] \sin \omega t + [V_{\Pi} - (R_i \sin \alpha_i + KV_{\Pi} t) \omega] \cos \omega t, \\ B_1 &= [(R_i \sin \alpha_i + KV_{\Pi} t) \omega - V_{\Pi}] \cos \omega t + [(R_i \cos \alpha_i - V_{\Pi} t) \omega - KV_{\Pi}] \sin \omega t, \\ C_1 &= \omega (R_i \cos \alpha_i - V_{\Pi} t)^2 + \omega (R_i \sin \alpha_i + KV_{\Pi} t)^2 - V_{\Pi} R_i (\sin \alpha_i + K \cos \alpha_i). \end{aligned} \quad (3)$$

Полярну відстань від прямої, що описується рівнянням (2), до вісі обертання диска знайдемо за формулою:

$$l_{\Pi} = \frac{\omega (R_i \cos \alpha_i - V_{\Pi} t)^2 + \omega (R_i \sin \alpha_i + KV_{\Pi} t)^2 - V_{\Pi} R_i (\sin \alpha_i + K \cos \alpha_i)}{\sqrt{[(R_i \sin \alpha_i + KV_{\Pi} t) \omega - V_{\Pi}]^2 + [(R_i \cos \alpha_i - V_{\Pi} t) \omega - KV_{\Pi}]^2}}, \quad (4)$$

При цьому бічні поверхні дисків мають зони, в яких сили тертя сприяють обертанню дисків або гальмують їх. На межі поділу зони $l_{\Pi} = 0$. Тоді,

$$\omega (R_i \cos \alpha_i - V_{\Pi} t)^2 + \omega (R_i \sin \alpha_i + KV_{\Pi} t)^2 - V_{\Pi} R_i (\sin \alpha_i + K \cos \alpha_i) = 0. \quad (5)$$

Якщо відлік часу починати з розташування частки ґрунту щодо диска, у якому $l_{\Pi} = 0$, тобто $t = 0$, та розв'язати рівняння (5) відносно R_i , то після певних перетворень отримаємо рівняння лінії, яка розділяє зони тертя на бічні поверхні диска:

$$R_i = \frac{R}{\lambda} (\sin \alpha_i + K \cos \alpha_i). \quad (6)$$

де $\lambda = \frac{\omega R}{V_{\Pi}}$ – кінематичний параметр обертання дисків.

За відсутності підйому ґрунту рівняння межі, що розділяє зони на дисках, має вигляд:

$$R_i = \frac{R}{\lambda} \sin \alpha_i. \quad (7)$$

За рівняннями (6) та (7) побудовано лінію границі (рис. 3), що розділяє зони тертя на бічній поверхні диска.

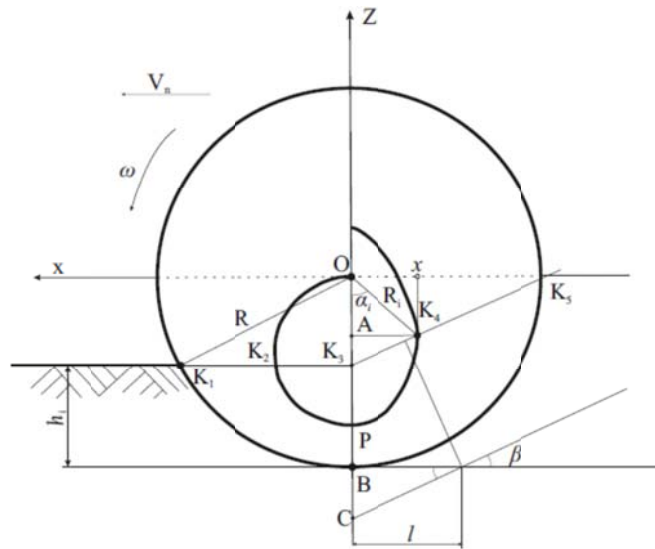


Рисунок 3 – Схема зон тертя ґрунту на бічній поверхні плоского диска

Джерело: розроблено авторами

В середині зони $K_2PK_4K_3$ на диск діють сили тертя, які сприяють обертанню диска, а в зоні $K_1BK_5K_4PK_2$ ці сили гальмують його обертання. Отже, в зоні K_3PK_4 напрямок дії сил тертя проходить нижче центру обертання дисків, а в зоні PBK_5K_4 – вище за нього. Тому, якщо елементарна ділянка диска буде знаходитись в зоні K_3PK_4 , то проекція сили тертя на нормаль до леміша, що знижує питомий тиск ґрунту на нього, буде меншою, ніж проекція сили при розташуванні цієї ділянки в зоні . Проекція сили тертя на напрямок відносного руху ґрунту по лемішу при розміщенні елементарної ділянки диска в зоні K_3PK_4 буде більшою, ніж у зоні PBK_5K_4 . Тому розташування над лемішем зони гальмування буде знижуватися згруджування ґрунту і тим самим підвищать надійність подачі його до підйомно-сепаруючого пристрою. Отже, для зниження згруджування на леміші площа зони K_3PK_4 , де сили тертя сприяють обертанню дисків, мають бути мінімальними. Для розрахунку площі зони K_3PK_4 знайдено відстань від центру обертання диска до i -ї елементарної ділянки R_i і кут між віссю координат і радіусом-вектором α_i , які визначають положення точки перетину межі зон і прямої K_4K_5 , що проходить по поверхні ґрунту над лемішем.

Рівняння прямої K_4K_5 :

$$K_4K_5^2 = XK_5^2 + XK_4^2, \quad (7)$$

Визначили:

$$R = OK_5, \quad (8)$$

$$XK_y = OA = R_i \cos \alpha_i, \quad (9)$$

$$AK_4 = OX = R_i \sin \alpha_i. \quad (10)$$

Знаходимо визначення K_5X :

$$K_5X = R - R_i \sin \alpha, \quad (11)$$

Підставивши (11), (9) у (7) отримаємо:

$$K_4 K_5^2 = [R - R_i \cos \alpha]^2 + [R_i \cos \alpha]^2, \quad (12)$$

Значення довжини $K_4 K_5$ від кута α_i :

$$K_4 K_5 = \sqrt{(R - R_i \sin \alpha_i)^2 + (R_i \cos \alpha_i)^2}, \quad (13)$$

де R_i – відстань від центру обертання диска до i -ї елементарної ділянки.

Враховуючи розпушеність в полярному вигляді запишемо:

$$R_i = \frac{R - lK - \frac{h_1}{\cos \beta}}{\sin \alpha_i + K \cos \alpha_i}, \quad (14)$$

де l – відстань від вертикальної вісі дисків до носка леміша;

h_1 – товщина шару ґрунту на леміші з урахуванням розпушеності в полярному вигляді.

Розв'язавши систему рівнянь (6) і (8), знаходимо значення кута α_i :

$$\alpha_i = \arccos \frac{1}{1+K^2} \left[K \sqrt{\frac{\lambda(R-lK-h_1/\cos \beta)}{R}} - \sqrt{\frac{R(1+K^2)-\lambda(R-lK-h_1/\cos \beta)}{R}} \right]. \quad (15)$$

Знайдемо рівняння визначення площі $S_{K_3PK_4}$

$$S_{K_3PK_4} = \frac{R^2}{2\lambda^2} \left[\frac{a(1+K^2)}{2} \arccos a - \frac{\sqrt{1-a^2} [a(1-K^2) - \frac{2K\sqrt{1-a^2}}{4} - \frac{\pi^2(1+K^2)}{4} - K]}{2} + \frac{a(R-Kl-h_1/\cos \beta)^2}{2\sqrt{1-a^2} + Ka} \right], \quad (16)$$

де

$$a = \frac{1}{1+K^2} \left[K \sqrt{\frac{\lambda(R-Kl-h_1/\cos \beta)}{R}} - \sqrt{\frac{R(1+K^2)-\lambda(R-Kl-h_1/\cos \beta)}{R}} \right].$$

При цьому необхідно враховувати, що при значенні величини кінематичного параметра λ менше одиниці межі зон, що описується рівнянням (6), виходить за межі диска, та його площа, яка визначається виразом (10), зменшується. Площа зони на диску складе:

$$S_H = \int_{R_{i1}}^{R_{i2}} \int_{\alpha_{i1}}^{\alpha_{i2}} R_i dR_i d\alpha_i, \quad (17)$$

Інтегруючи рівняння по α_i , знайдемо шукану площу зони поза дисками

$$S_H = \frac{R^2}{2\lambda} \left[\frac{1+K^2}{2} \arccos b - \frac{\sqrt{1-b^2} (1-K^2)b}{2} + K(1-b^2) - \frac{\pi(1+K^2)}{4} - K \right] - \frac{R^2}{2} \arccos b + \frac{\pi R^2}{4},$$

(18)

$$\text{де } b = \frac{1}{1+K^2} \left(\lambda K - \sqrt{(1+K^2) - \lambda^2} \right).$$

На рис. 4 наведено залежності площі зони диску, у якого сили тертя сприяють його обертанню, від кута піднімання ґрунту лемішем α_i , кінематичного параметра диску та його радіусу.

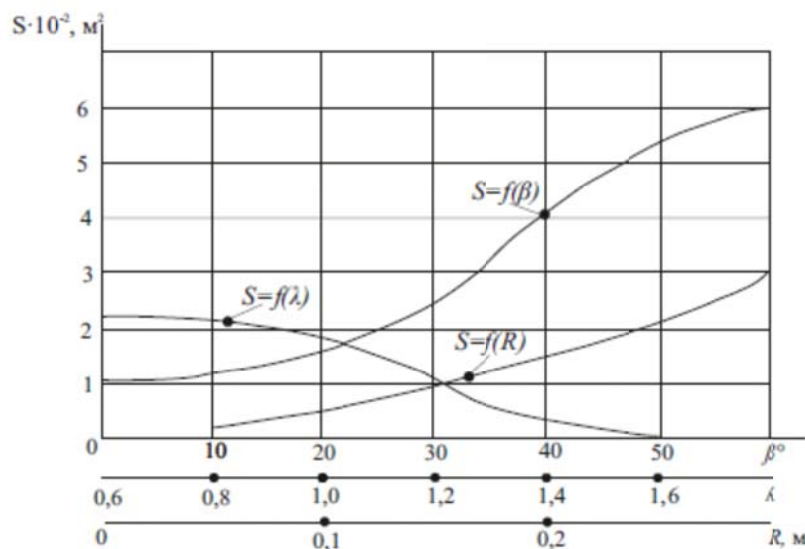


Рисунок 4 – Залежності площі зони дисків, в яких сили тертя сприяють їхньому обертанню, від кута підйому ґрунту лемішем, кінематичного параметра дисків та їх радіусу

Джерело: розроблено авторами

Аналізуючи рис. 4 визначимо, що зі збільшенням кута підйому, радіуса плоских дисків і зменшенням їх кінематичного параметра площа зони, в якій сили тертя сприяють обертанню дисків, збільшується. Причому зі збільшенням кута підйому на 1° в межах $0-25^\circ$ площа зони K_3PK_4 зростає в середньому на 3,3%, а при $25-50^\circ$ – на 10,4%.

Зниження кінематичного параметра від 1,4 до 1,0 призводить до збільшення площі у 4,5 рази, а від 1 до 0,6 – у 1,2 рази. Отже, сили тертя плоских дисків покращуватимуть умови щодо відносного руху ґрунту по лемішу зі зменшенням кута нахилу та радіусу напрямних дисків та зі збільшенням кінематичного параметра λ .

Особливо незадовільні умови для руху ґрунту створюються за кута постановки леміша більше $20-25^\circ$ і кінематичного параметра менше одиниці.

Мінімальна величина радіуса направляючих дисків обумовлюється технологічною надійністю роботи комбінованої установки. За таких умов, рівень

грунту, що переміщається за лемішем, повинен бути нижчим за вал дисків. З цієї умови:

$$R \geq (h_1 + h_2 + r_e) \cos \beta, \quad (19)$$

де h_2 – допустима величина зазору між валом диску та ґрунтом; β – кут підйому ґрунту лемішем; r_e – радіус валу диску.

Товщину ґрунту на леміші враховуючи вспушеність h_1 визначали за формулою:

$$h_1 = h \frac{\sin(\beta + \psi)}{\sin \psi}. \quad (20)$$

де ψ – кут сколювання пласта ґрунту; h – глибина ходу дисків.

Відповідно до рис.3 та формул (13), (14) величина мінімального радіуса дисків становить 0,172 м при $h=0,12$ м, $h_2=0,01$ м, $\alpha=25^\circ$, $\psi=45^\circ$, $r_e=0,02$ м, $\beta=25^\circ$.

Граничну відстань між дисками, за якої відбувається заклинювання ґрунту, визначали за абсолютної вологості ґрунту 7,1%, 15,9%, 19,4% та 28,3%, глибини ходу дисків 0,03 м, 0,06 м, 0,09 м та 0,12 м, швидкості руху візка ґрунтового каналу – 1 м/с [20]. Кут заточування дисків дорівнював 20° , а їх товщина – 0,003 м. Результати експериментальних даних наведено на рис. 5.

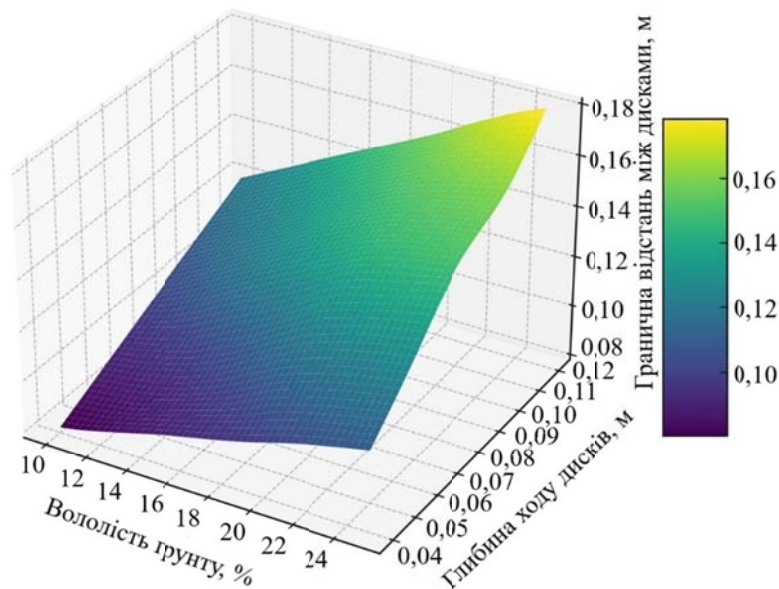


Рисунок – 5 Залежність граничної відстані між дисками від вологості ґрунту та глибини їх ходу
Джерело: розроблено авторами

Побудовано 3D-графік поверхні відгуку визначає залежність показників граничної відстані між дисками, що залежить від вологості ґрунту та глибини їх ходу. Вісь X візуалізує вологість ґрунту (7,1%-28,3%), вісь Y – глибину ходу дисків (0,03 м-0,12 м), вісь Z – відстань між дисками в метрах.

Аналізуючи рисунок можна зробити висновок, що при збільшенні вологості та глибини ходу дисків показник граничної відстані між ними підвищується. Ґрунт з більшою вологістю та пластичністю вимагає більшої відстані між дисками, з метою унеможливлення заклинювання. Більш глибокий хід дисків також збільшує цю відстань, оскільки потребує більшого простору для ефективної взаємодії з ґрунтом. Максимальні показники граничної відстані отримуються за значень найбільшої вологості ґрунту та глибини ходу дисків.

Встановлено, що показник максимальної відстані між дисками змінюється в залежності від стану вологості ґрунту (від 7,1% до 28,3%) та глибини ходу дисків (0,03 м, 0,06 м, 0,09 м, 0,12 м). При підвищенні вологості ґрунту та глибини ходу дисків гранична відстань між ними збільшувався. Ґрунт, який має більшу вологість потребує збільшення відстані між дисками для ефективного піднімання та переміщення масиву. При збільшенні глибини ходу зазначена відстань також буде збільшуватись. Наприклад, за глибини 0,12 м і максимальної вологості гранична відстань досягала 0,23 м, тоді як за 0,03 м – 0,172 м. При проведенні досліджень було встановлено, що збільшення глибини ходу дисків призводить до підвищення цієї відстані на 53-60% в залежності від рівня вологості.

При проведенні польових випробувань при посіві овочевих культур показник вологості ґрунту знаходився в межах 22...24%. При глибини ходу дисків 0,06...0,09 м, гранична відстань між ними повинна складати 0,068...0,090 м. У зв'язку з цим для забезпечення гарантованого заклинювання ґрунту відстань між дисками повинна дорівнювати або бути меншою 0,09 м. Для підйому ґрунту лемішем без заклинювання відстань між дисками повинна складати – 0,12 м.

Висновки. Визначені раціональні значення радіуса направляючих дисків 0,172м та залежності площі зони диску, у якого сили тертя сприяють його обертанню, від кута піднімання ґрунту лемішем 20...25°, кінематичного параметра диску та його радіуса. Експериментально встановлено, що оптимальна відстань між направляючими дисками повинна складати 0,12 м і більше, як наслідок, це призводить до унеможливлення заклинювання ґрунту між дисками при його підніманні лемішем. Встановлення дисків під кутом один до одного збільшує тяговий опір та величину згруджування ґрунту.

Список літератури

1. Zhao H., Huang Y., Liu Z., Liu W., Zheng Z. Applications of Discrete Element Method in the Research of Agricultural Machinery: A Review. *Agriculture*. 2021. Vol. 11(5). Article 425. <https://doi.org/10.3390/agriculture11050425>.
2. Ucgul M. Simulating Soil-Disc Plough Interaction Using Discrete Element Method-Multi-Body Dynamic Coupling. *Agriculture*. 2023. Vol. 13(2). Article 305. <https://doi.org/10.3390/agriculture13020305>
3. Ucgul M., Saunders C., Fielke J. et al. Review of Discrete Element Method Simulations of Soil Tillage and Furrow Opening. *Agriculture*. 2023. Vol. 13(3). Article 541. <https://doi.org/10.3390/agriculture13030541>
4. Barrozo Chaves J.V., Rosas K.L., Filho A.P. Soil conservation and information technologies: A literature review. *Smart Agricultural Technology*. 2025. Vol. 11, 100935. <https://doi.org/10.1016/j.attech.2025.100935>
5. Wang X., Fang W., Han D., Chen X. Review of the Research on Soil Disturbance by Tools. *Appl. Sci.*, 2023. 13(1), 338. <https://doi.org/10.3390/app13010338>
6. Hoseinian S., Hemmat A., Esehagh Beygi A. Development of a Dual Sideway-Share Subsurface Tillage Implement: Part 1. Modeling Tool Interaction with Soil Using DEM. *Soil and Tillage Research*. 2021. Vol. 215. Article 105201. DOI:[10.1016/j.still.2021.105201](https://doi.org/10.1016/j.still.2021.105201)
7. Hoseinian S., Hemmat A., Esehagh Beygi A. Development of a Dual Sideway-Share Subsurface Tillage Implement: Part 2. Effect of Tool Geometry on Tillage Forces and Soil Disturbance Characteristics. *Soil and Tillage Research*. 2022. Vol. 215. Article 105200. DOI:[10.1016/j.still.2021.105200](https://doi.org/10.1016/j.still.2021.105200)
8. Kim Y. S., Siddique Md. A., Kim W.S., Kim Y.J. DEM Simulation for Draft Force Prediction of Moldboard Plow According to the Tillage Depth in Cohesive Soil. *Computers and Electronics in Agriculture*. 2021. Vol. 189. Article 106368. DOI:[10.1016/j.compag.2021.106368](https://doi.org/10.1016/j.compag.2021.106368)
9. Zeng Z., Chen Y., Ma X. Comparison of Soil and Corn Residue Cutting Performance of Different Discs Used for Vertical Tillage. *Scientific Reports*. 2021. Vol. 11. Article 2537. DOI:[10.1038/s41598-021-82270-9](https://doi.org/10.1038/s41598-021-82270-9)
10. Makange N., Ji C., Nyalala I. et al. Prediction of Precise Subsoiling Based on Analytical Method, Discrete Element Simulation and Experimental Data from Soil Bin. *Scientific Reports*. 2021. Vol. 11. Article 11082. DOI:[10.1038/s41598-021-90682-w](https://doi.org/10.1038/s41598-021-90682-w)

11. Wu P., Chen Y. Discrete Element Modelling of the Effect of Disc Angle and Tilt Angle on Residue Incorporation Resulting from a Concave Disc Computers and Electronics in *Agriculture*. 2024. Vol. 224. Article 109222. DOI:[10.1016/j.compag.2024.109222](https://doi.org/10.1016/j.compag.2024.109222)
12. Zhang S., Jia X., Wang X. Optimization of Operating Angles of Disc Coulters for Maize Residue Management Using Discrete Element Method *Computers and Electronics in Agriculture*. 2024. Vol. 218. Article 108691. DOI: [10.1016/j.compag.2024.108691](https://doi.org/10.1016/j.compag.2024.108691)
13. Patidar P., Soni P., Jain A. Modelling Soil–Rotor Blade Interaction of Vertical Axis Rotary Tiller Using Discrete Element Method (DEM) *Journal of Terramechanics*. 2024. Vol. 112. P. 59-68. DOI:[10.1016/j.jterra.2024.01.001](https://doi.org/10.1016/j.jterra.2024.01.001)
14. Wang X., Du R., Geng L. et al. Performance Evaluation of a Cicada-Inspired Subsoiling Tool Using DEM Simulations. *Biomimetics*. 2024. Vol. 9(1). Article 25. <https://doi.org/10.3390/biomimetics9010025>
15. Vetokhin V., Popov S., Ryzhkova T., Negrebetskyi I., Leshchenko S., Amosov V., Machok Y., Petrenko D. Improving the soil bin for studying rotary tools taking into account the kinematic features of interaction with the soil. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2024. 6 (132), 31–40. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2024.315127>
16. Грубань В., Храмов М. Дослідження процесу підрізання та підйому ґрунту робочими органами ґрунтообробної установки. *Інновації в агроінженерії : матеріали міжнародної науково-практичної конференції (м. Миколаїв, 7-9 квітня 2026 р.)*. Миколаїв : МНАУ, 2026. С. 98-102.
17. Pasternak, V., Ruban, A., Popovych, V., & Khramov, M. Application of Information Technologies in Modeling Multi-Component Systems with Particles of Various Geometry. *Materials Science Forum*, 2025. 1172, 101–111. <https://doi.org/10.4028/p-5qgydS>
18. Сиромятников Ю.М. Храмов М.С. Процес підйому ґрунту робочими органами ґрунтообробної розрихлювально-сепаруючої установки. *Podilian Bulletin: Agriculture, Engineering, Economics*. 2020. 33, С. 86-96. <https://doi.org/10.37406/2706-9052-2020-2-11>
19. Грубань В., Храмов М. Дослідження процесу підрізання та підйому ґрунту робочими органами ґрунтообробної установки. *Інновації в агропромисловому комплексі, машинобудуванні та транспорті : зб. тез доповідей Міжнародної науково-практичної конференції, 9-10 квітня 2025 року*. [Електронне видання]. Рівне : НУВГП, 2025. С. 88-92.
20. Храмов М.С. Визначення відстані між напрямними дисками комбінованої ґрунтообробної установки. *Збірник тез доповідей XI Міжнародної науково-практичної конференції «Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь. PTDSTSAMT 2025» з нагоди 30-річчя започаткування підготовки ОС «Бакалавр» за спеціальністю «Агроінженерія». 11 квітня 2025 року. МОН України. Житомирський агротехнічний фаховий коледж. Житомир. 2025. С. 218-220. <https://doi.org/10.64165/proceeding-ptdtsamt.2025>*

References

1. Zhao, H., Huang, Y., Liu, Z., Liu, W., & Zheng, Z. (2021). Applications of Discrete Element Method in the Research of Agricultural Machinery: A Review. *Agriculture*, 11(5), Article 425. <https://doi.org/10.3390/agriculture11050425>.
2. Ucgul, M. (2023). Simulating Soil–Disc Plough Interaction Using Discrete Element Method–Multi-Body Dynamic Coupling. *Agriculture*, 13(2), Article 305.
3. Ucgul, M., Saunders, C., Fielke, J. et al. (2023). Review of Discrete Element Method Simulations of Soil Tillage and Furrow Opening. *Agriculture*, 13(3), Article 541.
4. Barrozo Chaves, J.V., Rosas, K.L., & Filho, A.P. (2025). Soil conservation and information technologies: A literature review. *Smart Agricultural Technology*, 11, 100935. <https://doi.org/10.1016/j.atech.2025.100935>
5. Wang, X., Fang, W., Han, D., & Chen, X. (2023). Review of the Research on Soil Disturbance by Tools. *Appl. Sci.*, 13(1), 338. <https://doi.org/10.3390/app13010338>
6. Hoseinian S., Hemmat A., Esehagh Beygi A. (2021). Development of a Dual Sideway-Share Subsurface Tillage Implement: Part 1. Modeling Tool Interaction with Soil Using DEM. *Soil and Tillage Research*. Vol. 215. Article 105201. DOI:[10.1016/j.still.2021.105201](https://doi.org/10.1016/j.still.2021.105201)
7. Hoseinian S., Hemmat A., Esehagh Beygi A. (2022). Development of a Dual Sideway-Share Subsurface Tillage Implement: Part 2. Effect of Tool Geometry on Tillage Forces and Soil Disturbance Characteristics. *Soil and Tillage Research*. Vol. 215. Article 105200. DOI:[10.1016/j.still.2021.105200](https://doi.org/10.1016/j.still.2021.105200)
8. Kim Y. S., Siddique Md. A., Kim W.S., Kim Y.J. (2021). DEM Simulation for Draft Force Prediction of Moldboard Plow According to the Tillage Depth in Cohesive Soil. *Computers and Electronics in Agriculture*. Vol. 189. Article 106368. DOI:[10.1016/j.compag.2021.106368](https://doi.org/10.1016/j.compag.2021.106368)

9. Zeng Z., Chen Y., Ma X. (2021). Comparison of Soil and Corn Residue Cutting Performance of Different Discs Used for Vertical Tillage. *Scientific Reports*. Vol. 11. Article 2537. DOI:[10.1038/s41598-021-82270-9](https://doi.org/10.1038/s41598-021-82270-9)
10. Makange N., Ji C., Nyalala I. et al. (2021). Prediction of Precise Subsoiling Based on Analytical Method, Discrete Element Simulation and Experimental Data from Soil Bin. *Scientific Reports*. Vol. 11. Article 11082. DOI:[10.1038/s41598-021-90682-w](https://doi.org/10.1038/s41598-021-90682-w)
11. Wu P., Chen Y. Discrete Element Modelling of the Effect of Disc Angle and Tilt Angle on Residue Incorporation Resulting from a Concave Disc (2024). *Computers and Electronics in Agriculture*. Vol. 224. Article 109222. DOI:[10.1016/j.compag.2024.109222](https://doi.org/10.1016/j.compag.2024.109222)
12. Zhang S., Jia X., Wang X. Optimization of Operating Angles of Disc Coulters for Maize Residue Management Using Discrete Element Method (2024). *Computers and Electronics in Agriculture*. Vol. 218. Article 108691. DOI: [10.1016/j.compag.2024.108691](https://doi.org/10.1016/j.compag.2024.108691)
13. Patidar P., Soni P., Jain A. Modelling Soil–Rotor Blade Interaction of Vertical Axis Rotary Tiller Using Discrete Element Method (DEM) (2024). *Journal of Terramechanics*. Vol. 112. P. 59-68. DOI:[10.1016/j.jterra.2024.01.001](https://doi.org/10.1016/j.jterra.2024.01.001)
14. Wang X., Du R., Geng L. et al. (2024). Performance Evaluation of a Cicada-Inspired Subsoiling Tool Using DEM Simulations. *Biomimetics*. Vol. 9(1). Article 25. <https://doi.org/10.3390/biomimetics9010025>
15. Vetokhin, V., Popov, S., Ryzhkova, T., Negrebetskyi, I., Leshchenko, S., Amosov, V., Machok, Y., & Petrenko, D. (2024). Improving the soil bin for studying rotary tools taking into account the kinematic features of interaction with the soil. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 6 (132), 31–40. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2024.315127>
16. Hruban V., Khramov M. (2026). Research on the process of cutting and lifting the soil by the working bodies of the tillage installation. *Innovations in agricultural engineering: materials of the international scientific and practical conference (Mykolaiv, April 7-9, 2026)*. Mykolaiv: MNAU. 98-102. [in Ukrainian].
17. Pasternak, V., Ruban, A., Popovych, V., & Khramov, M. (2025). Application of Information Technologies in Modeling Multi-Component Systems with Particles of Various Geometry. *Materials Science Forum*, 1172, 101–111. <https://doi.org/10.4028/p-5qgydS>
18. Syromyatnikov, Yu. M., & Khramov, M. S. (2020). The process of lifting soil by the working bodies of a soil tillage loosening and separating unit. *Podolskyi visnyk: agriculture, technology, economics*, (33), 86-96. [in Ukrainian]. <https://doi.org/10.37406/2706-9052-2020-2-11>
19. Hruban V., Khramov M. (2025). Research on the process of cutting and lifting the soil by the working bodies of the tillage machine. *Innovations in the agro-industrial complex, mechanical engineering and transport: collection of abstracts of the International Scientific and Practical Conference, April 9-10, 2025*. [Electronic edition]. – Rivne: NUVGP. P. 88-92.
20. Khramov M.S. (2025). Determination of the distance between the guide disks of the combined tillage machine. *Collection of abstracts of the XI International Scientific and Practical Conference “Prospects and Trends in the Development of Structures and Technical Service of Agricultural Machines and Tools. PTDSTSAMT 2025” on the occasion of the 30th anniversary of the start of the training of the OS “Bachelor” in the specialty “Agroengineering”*. April 11, 2025. MES of Ukraine. Zhytomyr Agrotechnical Vocational College. Zhytomyr. P. 218-220. <https://doi.org/10.64165/proceeding-ptdstsamt.2025>

Mykyta Khramov, Vasil Hruban, Assoc. Prof., PhD tech. sci.

Mykolayv National Agrarian University, Mykolayv, Ukraine

Mathematical Modeling of Soil Interaction with Flat Guide Discs of a Combined Tillage Unit

The purpose of the study is to develop a mathematical model describing the interaction of soil with flat guide discs of a combined tillage unit and to substantiate their rational design parameters. The study aims to determine the regularities of soil particle movement, identify the friction zones on the disc surface, and establish the optimal geometric parameters of the guide discs to ensure efficient soil lifting and transportation.

The study is based on theoretical methods using the principles of theoretical mechanics and mathematical modeling of soil-tool interaction. A mathematical model of soil particle motion relative to the side surface of flat guide discs was developed. Analytical dependences describing the formation of friction zones on the disc surface were obtained, taking into account the kinematic parameter, the soil lifting angle, and the disc radius. The influence of these parameters on the area of the friction zone contributing to disc rotation was investigated. Mathematical dependences were also derived to determine the minimum allowable radius of the guide discs and the limiting distance between adjacent discs depending on soil moisture content and operating

depth. Based on the developed model, response surface analysis was carried out to evaluate the combined influence of soil moisture and disc operating depth on the limiting spacing between discs. The obtained results make it possible to predict the operating conditions of the guide discs and to optimize their design parameters during the engineering design stage of combined tillage equipment.

The conducted research established that the rational radius of the flat guide discs is 0.172 m. It was found that the area of the friction zone promoting disc rotation depends on the soil lifting angle within 20-25°, as well as on the kinematic parameter and disc radius. The optimal spacing between the guide discs should be 0.12 m or more, which prevents soil clogging between the discs during soil lifting by the sweep. The developed mathematical model can be used as a theoretical basis for improving combined tillage units and increasing the efficiency of soil cultivation while reducing energy consumption.

soil tillage equipment, share, guide discs, compaction, friction, kinematic parameter

Одержано (Received) 21.06.2026

Прорецензовано (Reviewed) 24.06.2026

Прийнято до друку (Approved) 26.06.2026

УДК 631.316.4:631.361.8

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2026.56.167-177>

Д. В. Богатирьов, доц., канд. техн. наук, **В. М. Сало**, проф. д-р. техн. наук,

О. В. Юрченко, доц., канд. економ. наук, **Т. В. Червоний**

Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна

e-mail: bogatyrovdv@kntu.kr.ua

Обґрунтування просторової орієнтації стебел соняшнику для підвищення працездатності котків- подрібнювачів

У статті наведено результати експериментальних досліджень процесу забивання міжножового простору барабана котка-подрібнювача рослинних решток. Метою роботи є визначення впливу конструктивних та агротехнічних параметрів на стабільність технологічного процесу. Встановлено закономірності зміни ймовірності забивання робочого органу залежно від кута розхилу ножів та кута нахилу стебел при різних показниках вологості маси і твердості ґрунту. Доведено, що збільшення кутових параметрів механізму, зниження вологості стебел та підвищення несучої здатності ґрунту суттєво зменшують накопичення рослинної маси між ножами. За результатами експериментів розроблено оптимізовані нелінійні регресійні моделі. Отримані емпіричні рівняння дозволяють прогнозувати ймовірність забивання та раціонально обґрунтовувати параметри барабана на етапі його проектування.

оток-подрібнювач, рослинні рештки, міжножовий простір, ймовірність забивання, кут розхилу, кут нахилу, регресійна модель, фізико-механічні властивості

Постановка проблеми. Сучасні тенденції розвитку рослинництва, зумовлені глобальними змінами клімату та дефіцитом вологи, вимагають оптимізації технологічних процесів обробітку ґрунту та сівби [1]. При застосуванні традиційних систем обробітку нерівномірно розподілені великофракційні рослинні рештки товстостебельних культур часто призводять до забивання сошників посівних машин, порушення рівномірності глибини загортання насіння та критичного зниження польової схожості [2]. Водночас перехід до новітніх ресурсощадних технологій (No-

till, Strip-till) також стримується наявністю значної кількості післяжнивних залишків попередників на поверхні поля, які потребують обов'язкового інтенсивного подрібнення [3]. Дана операція є важливою як для забезпечення безперешкодного функціонування наступних машино-тракторних агрегатів, так і для прискорення процесів гуміфікації й збереження родючості ґрунту [4]. Для якісного виконання цього завдання найчастіше застосовують безприводні ротаційні котки-подрібнювачі з ножовими барабанами, які відрізняються конструкційною простотою, високою продуктивністю та паливною економічністю [5]. Проте суттєвим недоліком існуючих конструкцій залишається низька працездатність робочих органів через інтенсивне забивання міжножового простору щільною рослинно-ґрунтовою масою. Це явище змушує серійні знаряддя подрібнювати рештки лише до середніх розмірів близько 20 см, що абсолютно не відповідає сучасним агротехнічним вимогам до якості мульчування поля [6]. Вирішення цієї проблеми та підвищення працездатності ножових барабанів можливе шляхом наукового обґрунтування їхніх геометричних параметрів на основі врахування закономірностей реального просторового розташування стебел після проходження збирального комбайна [7].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Питанням обґрунтування параметрів і підвищення надійності функціонування ротаційних робочих органів сільськогосподарських машин присвячено значну кількість фундаментальних наукових праць [1]. Процеси взаємодії безприводних ножових барабанів із товстостебелюними рослинними залишками кукурудзи та соняшнику детально досліджувалися у роботах провідних вітчизняних учених [2, 3]. Зокрема, експериментально доведено, що збільшення робочої швидкості агрегату та оптимізація кута розхилу між сусідніми ножами дозволяють суттєво знизити ймовірність забивання міжножового простору рослинно-ґрунтовою масою [4]. У зарубіжній практиці для припинення вегетації покривних культур та подрібнення решток активно застосовуються механічні котки-подрібнювачі (roller-crimpers), теорія проектування яких базується на принципах збереження структури ґрунту [5, 6]. Проте більшість існуючих математичних моделей описують робочий процес подрібнення за умови спрощеного, статичного або суто вертикального розташування стебел на поверхні поля [7]. Водночас реальний технологічний процес проходження сучасних збиральних комбайнів докорінно змінює просторову архітектуру агрофітоценозу, формуючи стохастичний характер розподілу решток [8]. Питання математичного опису геометрії поперечного перерізу ножових барабанів та оцінки їхнього аеродинамічного опору під час руху на високих швидкостях також потребують додаткового уточнення [9]. Сама ж проблема забивання робочих органів безприводних котків залишається остаточно не вирішеною через відсутність системних досліджень щодо взаємного кута контакту ножів із зорієнтованими у горизонтальній площині стеблами [10]. Таким чином, виникає об'єктивна необхідність комплексного аналізу просторового розташування рослинних решток після збирання врожаю для подальшого вдосконалення геометричних і режимних параметрів подрібнювачів.

Постановка завдання. Метою роботи є теоретичне та експериментальне обґрунтування передумов підвищення працездатності робочих органів безприводних котків-подрібнювачів на основі встановлення математичних закономірностей просторового розташування та кута орієнтації стебел соняшнику в горизонтальній площині після збирання врожаю комбайном..

Матеріали і методи. Методологічну основу дослідження формують: системний підхід до аналізу технологічних і конструктивних параметрів безприводних котків-подрібнювачів рослинних решток; методи математичної статистики та теорії

ймовірностей для опису стохастичного характеру просторового розподілу післяжнивних залишків; польовий фізичний та лабораторний експерименти із безпосереднім вимірюванням геометричних параметрів розташування стебел на ґрунтовій поверхні; математико-статистичне опрацювання експериментальних даних із побудовою статистичних діапазонів і кутових діаграм розподілу.

Об'єктом дослідження слугував процес зміни просторової орієнтації стебел високостебельних культур (соняшнику) в горизонтальній площині відносно осі рядка під дією робочих органів збиральних машин (комбайнів). Експериментальні дослідження з визначення характеру розподілу рослинних решток та кутів їх відхилення проводилися безпосередньо у польових умовах після проходження зернозбирального комбайна. Вимірювальним показником у межах одного виду та одного поля було обрано кут відхилення полеглих стебел соняшнику в горизонтальній площині відносно початкової осі рядка з подальшою оцінкою геометричних умов їх контакту з лезами ножів подрібнювача для запобігання забиванню міжножового простору. Також враховано кут між ножами на поверхні барабану котка-подрібнювача.

Виклад основного матеріалу. Під час виконання своєї безпосередньої операції коток-подрібнювач зазнає забивання міжножового простору залишками стебел та ґрунту. Основними факторами впливу на цей показник (забивання міжножового простору) встановлено:

- вологість стебел, $A \%$;
- кут між ножами барабану котка-подрібнювача (у подальшому – кута розхилу), α , град;
- кута нахилу стебел відносно вісі леза барабана у горизонтальній площині, β , град;
- твердість ґрунту, T МПа

Першим етапом дослідження було визначення у польових умовах значення кута β . На полі після збирання соняшнику комбайном було обрано п'ять ділянок розміром 10×10 м. За допомогою ручного транспорту (рис. 1) було визначено кількість стебел у кожному заданому діапазоні. Результати досліджень представлено діаграмою на рис. 2.



Рисунок 1 – Загальний вигляд транспорту

Джерело: розроблено авторами

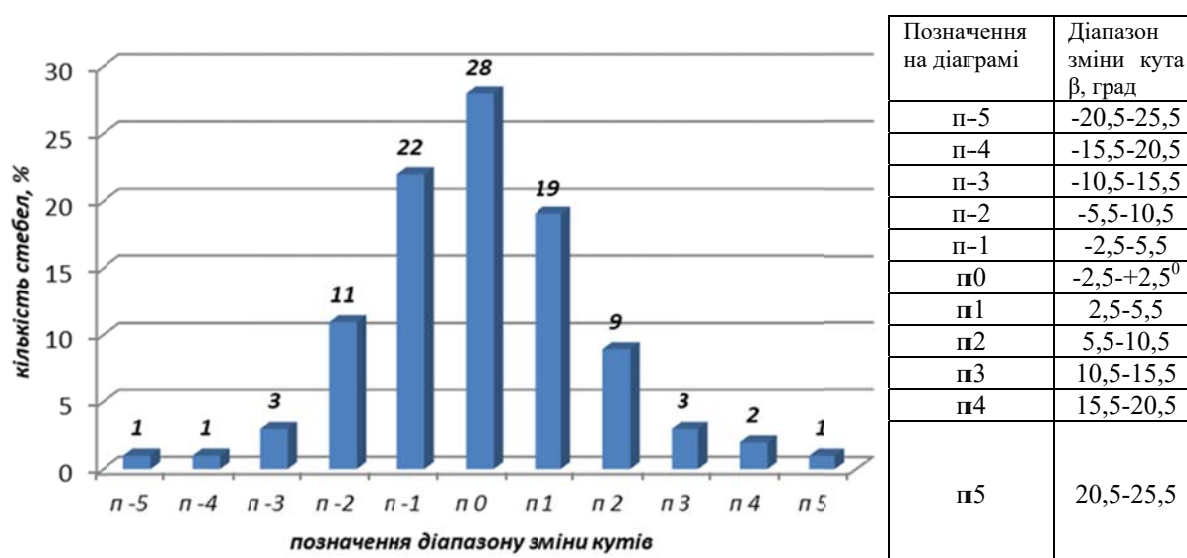


Рисунок 2 – Розподіл стебел соняшника на поверхні поля залежно від кута їх орієнтації відносно напрямку руху після проходу комбайна

Джерело: розроблено авторами

Аналізуючи (рис. 2) можна зробити висновок, що більшість стебел (89%) лежать на поверхні поля у горизонтальній площині при значеннях кута β $[-5,5^{\circ}; 5,5^{\circ}]$. Але виходячи з досвіду експлуатації та попередніх досліджень встановлено, що навіть така мала кількість стає причиною сильного забивання міжножового простору. Наступним етапом визначено було проведення серії експериментальних досліджень з використанням лабораторної установки власної розробки рис. 3 для визначення зусилля, що необхідне для перерізання стебла при наступних факторів:

- кут розхилу, α , град;
- значення твердості ґрунту, Т МПа;
- кута нахилу стебел відносно вісі леза барабана у горизонтальній площині, β , град.

Наведена лабораторна установка імітує процес подрібнення рослинних решток безприводним барабаном з лезами котка-подрібнювача. Лабораторна установка складається з нерухокої рами 1, внизу якою рухається металевий ящик з ґрунтом 2, а зверху встановлено вал 3 із ножами 5 в яких передбачено можливість зміни кута розхилу. До валу закріплювали цифровий динамометр 4. Експеримент відбувався наступним чином. Спочатку створювали задану твердість ґрунту в рухомому ящику шляхом ущільнення або розпушування. Твердість замірювали пружинним пенетрометром ударної дії **Ревякіна ДП-2**. Виміри проводили згідно вимог [ДСТУ ASAE S313, ГОСТ 5180-84 / ДСТУ Б В.2.1-17:2009]. Встановлювали значення кута розхилу α . Робили імітацію розташування стебел відносно руху агрегату, тобто змінювали кут β згідно значень рис. 2. Під час проведення експерименту використовували стебла різного діаметру та вологості. Привод валу здійснювали вручну, за допомогою важеля 6, який передавав крутий момент на ножі 5. Зусилля з яким відбувався процес перерізання фіксувалось на відео за допомогою цифрової камери смартфона, що встановлений на штативі перед електронним циферблатом динамометра 4. Потім виконували розкадрування відео-файлу для встановлення значень зусилля на перерізання стебла.



а – загальний вигляд лабораторної установки; б – встановлення заданого значення кута β ;
в – момент перерізання стеблини; г – забивання міжрядного простору.

Рисунок 3 – Проведення експериментальних досліджень

Джерело: розроблено авторами

Під час проведення експериментальних досліджень визначали ймовірність забивання міжрядного простору P в залежності від впливу кута розхилу α та кута нахилу стебел відносно вісі леза барабана у горизонтальній площині β . Нами проведено три серії дослідів у п'ятикратній повторюваності. Умови проведення дослідів наведено у таблиці 1.

Таблиця 1 – Загальна зведена таблиця результатів експерименту

Кут розхилу α , град	Кут нахилу β , град	Дослід 1 (P_1 , %)	Дослід 2 (P_2 , %)	Дослід 3 (P_3 , %)
15	0	100	100	70
15	5	90	90	50
15	10	80	80	40
15	15	50	60	20
15	20	20	30	0
20	0	80	90	50
20	5	70	80	40
20	10	60	70	20
20	15	30	50	0
20	20	0	20	0
25	0	70	80	30
25	5	50	70	20
25	10	30	60	0
25	15	0	30	0
25	20	0	0	0
30	0	50	60	10
30	5	40	50	0
30	10	10	40	0
30	15	0	0	0
30	20	0	0	0
35	0	30	40	0
35	5	20	30	0
35	10	0	10	0
35	15	0	0	0
35	20	0	0	0
40	0	-	20	-
40	5	-	10	-

За результатами аналізу даних встановлено наступні закономірності:

Вплив кутових параметрів. У всіх трьох дослідів простежується чітка залежність: збільшення кута розхилу α та кута нахилу β призводить до закономірного зменшення ймовірності забивання P . Максимальна ймовірність фіксується при мінімальних значеннях цих кутів.

Вплив твердості ґрунту T . Порівняння Дослідів 1 ($T = 4$ МПа) та Дослідів 2 ($T = 0,8$ МПа) за однакової вологості $A = 75\%$ свідчить, що зниження несучої здатності ґрунту погіршує умови зрізування. Це призводить до загального зростання ймовірності забивання. Для забезпечення режиму $P = 0$ на м'якому ґрунті потрібні більші значення кутів α та β .

Вплив вологості рослинної маси A . Зіставлення Дослідів 1 ($A = 75\%$) та Дослідів 3 ($A = 15\%$) за однакової твердості ґрунту $T = 4$ МПа демонструє, що зниження вологості стебел суттєво зменшує ймовірність забивання апарату. Суха маса є менш пластичною, тому нульова ймовірність забивання $P = 0$ досягається при значно менших значеннях кутів α та β .

Оскільки значення ймовірності P монотонно спадають і фізично обмежені нулем, дуже доцільно також розглянути експоненціальну модель спадання:

$$P = a_0 \exp(a_1 \alpha + a_2 \beta)$$

Експоненціальна функція є кращою з фізичної точки зору, оскільки вона плавно наближається до осі і дозволяє уникнути отримання математично некоректних від'ємних значень ймовірності при великих значеннях кутів.

Для отримання оптимізованих математичних моделей застосовано метод найменших квадратів. Основний критерій оптимізації — мінімізація суми квадратів відхилень експериментальних даних від розрахункових. Цільова функція має вигляд:

$$S = \sum_{i=1}^n (P_i - f(\alpha_i, \beta_i))^2 \rightarrow \min$$

Оскільки базова експоненціальна функція наближається до нуля лише асимптотично, для точного інженерного опису переходу апарату в режим стабільної роботи ($P = 0$) більш доцільно використати поліном другого степеня. Це дозволяє врахувати взаємодію факторів та кривизну поверхні. Після перетворень маємо наближені оптимізовані рівняння:

Дослід 1 (Умови: $A = 75\%$, $T = 4$ МПа)

$$P_1 = 205.0 - 6.1\alpha - 4.5\beta + 0.05\alpha^2 + 0.06\beta^2 + 0.04\alpha\beta$$

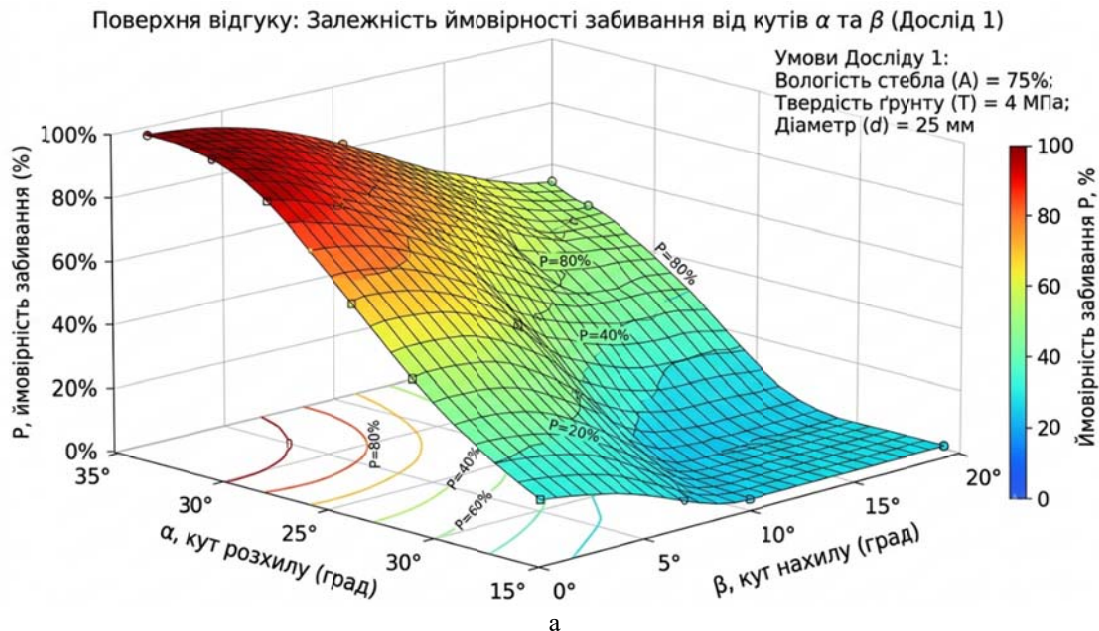
Дослід 2 (Умови: $A = 75\%$, $T = 0,8$ МПа)

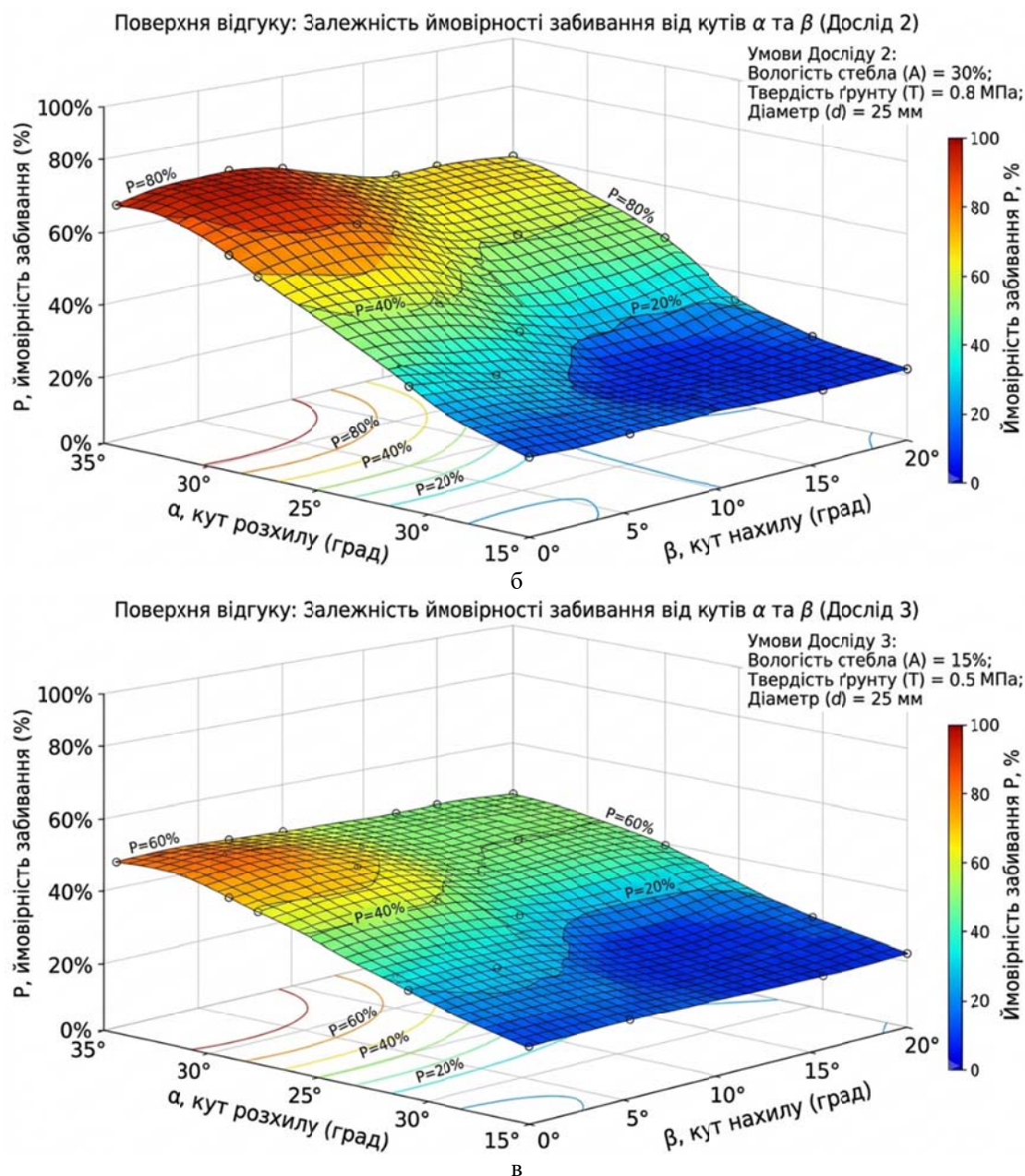
$$P_2 = 215.5 - 5.5\alpha - 4.2\beta + 0.04\alpha^2 + 0.05\beta^2 + 0.03\alpha\beta$$

Дослід 3 (Умови: $A = 15\%$, $T = 4$ МПа)

$$P_3 = 155.0 - 5.2\alpha - 3.8\beta + 0.04\alpha^2 + 0.04\beta^2 + 0.02\alpha\beta$$

Наведені емпіричні рівняння є справедливими виключно у дослідженому факторному просторі: для кута розхилу α від 15 до 40 градусів, для кута нахилу β від 0 до 20 градусів. Оскільки ймовірність не може бути від'ємною, при розрахункових значеннях $P < 0$ результат примусово приймається рівним нулю, що фізично відповідає повній відсутності забивання міжножового простору.





а – дослід 1, б – дослід 2, в – дослід 3

Рисунок 2 – Поверхні відгуку

Джерело: розроблено авторами

Проведено комплексне експериментальне дослідження процесу забивання міжножового простору барабану котка-подрібнювача рослинних решток з діаметром стебел $d = 25$ мм. Встановлено, що ймовірність забивання P має виражену залежність від конструктивно-кінематичних параметрів, зокрема від кута розхилу α та кута нахилу стебел β . Збільшення зазначених кутів призводить до інтенсивного зниження ймовірності накопичення рослинної маси між ножами у всіх досліджених режимах роботи. Аналіз впливу агротехнічних умов показав, що зниження твердості ґрунту з $T = 4$ МПа до $T = 0,8$ МПа за однакової вологості погіршує процес перерізання та підвищує загальний рівень забивання робочого органу. Для забезпечення стабільного

очищення міжножового простору на м'якому ґрунті потрібні більші значення кутів α та β . Фізико-механічні властивості самих рослин також виявляють критичний вплив на надійність технологічного процесу. Зменшення вологості рослинних решток з $A = 75\%$ до $A = 15\%$ сприяє різкому покращенню умов роботи робочих органів. У випадку роботи по сухій масі нульова ймовірність забивання досягається значно швидше при менших кутових параметрах барабана. Для інженерного розрахунку та прогнозування робочих процесів котка-подрібнювача було застосовано апарат математичної статистики та розроблено відповідні оптимізовані регресійні моделі. Використання отриманих рівнянь дозволяє вдосконалити конструкцію барабана на етапі проектування та гарантувати його безперебійну роботу за конкретних агротехнічних характеристик поля.

Висновки.

1. На основі проведених експериментальних досліджень встановлено, що ймовірність забивання міжножового простору барабана котка-подрібнювача суттєво залежить від кута розхилу α та кута нахилу стебел β . Збільшення цих кутових параметрів призводить до закономірного спадання ймовірності накопичення рослинної маси між ножами, що описується експоненціальними та поліноміальними залежностями.

2. Виявлено значний вплив фізико-механічних властивостей ґрунту на протікання технологічного процесу подрібнення. Зниження твердості ґрунту з $T = 4$ МПа до $T = 0,8$ МПа за однакової вологості стебел призводить до погіршення умов перерізання (через зниження несучої здатності фону) та загального підвищення ймовірності забивання апарату. Для забезпечення стабільної роботи без забивання ($P = 0$) на м'яких ґрунтах конструкція повинна передбачати більші значення кутів α та β .

3. Доведено, що вологість рослинних решток є одним із критичних факторів, що визначають надійність роботи котка-подрібнювача. Зниження вологості маси з $A = 75\%$ до $A = 15\%$ сприяє різкому покращенню умов подрібнення. Сухі стебла є менш пластичними, тому нульова ймовірність забивання досягається при значно менших значеннях кутових параметрів механізму.

4. Запропоновані оптимізовані математичні моделі у вигляді повних поліномів другого ступеня дозволяють із достатньою для інженерних розрахунків точністю прогнозувати ймовірність забивання $P = f(\alpha, \beta)$ для різних агротехнічних фонів. Отримані рівняння можуть бути використані як базовий інструмент оптимізації параметрів робочих органів котків-подрібнювачів на етапі їх проектування.

Список літератури

1. Kornecki T. S., Arriaga F. J., Price A. J. Roller Type and Operating Speed Effects on Rye Termination Rates, Soil Moisture, and Yield of Sweet Corn in a No-till System. *HortScience*. 2012. Vol. 47, № 2. P. 217–223. DOI: 10.21273/HORTSCI.47.2.217.
2. Сало В. М., Лещенко С. М., Лузан П. Г., Мачок Ю. В., Богатирьов Д. В. Машини для обробки ґрунту та внесення добрив: навч. посіб. Харків: Мачулін, 2016. URL: <https://dspace.kntu.kr.ua/handle/123456789/5475>.
3. Balkcom K. S., Duzy L. M., Kornecki T. S., Price A. J. Timing of cover crop termination: Management considerations for the Southeast. *Crop, Forage & Turfgrass Management*. 2015. Vol. 1, № 1. P. 1–7. DOI: 10.2134/cftm2015.0161.
4. Kornecki T. S., Price A. J. Management of High-Residue Cover Crops in a Conservation Tillage Organic Vegetable On-Farm Setting. *Agronomy*. 2019. Vol. 9, № 10. P. 640. DOI: 10.3390/agronomy9100640.
5. Kornecki T. S. Influence of Recurrent Rolling/Crimping on Cover Crop Termination, Soil Strength and Yield in No-Till Cotton. *Agri Engineering*. 2020. Vol. 2, № 4. P. 631–648. DOI: 10.3390/agriengineering2040042.

6. Павлище В.Т. Основи конструювання та розрахунків деталей машин: підручник. 2-ге вид. Львів: Афіша, 2003. 560 с.
7. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О. Теорія технічних систем: навч. посіб. Київ: ЦП «КОМПРИНТ», 2017. 291 с.
8. Войтюк Д.Г., Аніскевич Л.В., Барановський В.М. та ін.; за ред. Д.Г. Войтюка. Сільськогосподарські машини: підручник. Київ: Агроосвіта, 2015. 679 с.
9. Bohatyrov D. V., Salo V. M., Kyslun O. A., Skrynnik I. O., Kisilov R. V. Influence of equal-area projection of the cylinder drum's cross-section height on the description accuracy of its overcoming the air resistance force. *Inmateh Agricultural Engineering*. 2017. Vol. 52, № 2. P. 7–12. URL: <https://www.scopus.com/inward/record.uri?partnerID=HzOxMe3b&scp=85028620192&origin=inward>.
10. Сало В.М., Богатирьов Д.В., Лещенко С.М. Щодо надійності технологічного процесу подрібнення пожнивних решток. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин*. 2023. Вип. 53. С. 93–101. DOI: 10.32515/2414-3820.2023.53.93-101.
11. Сало В., Лещенко С., Богатирьов Д. Вплив параметрів подрібнювального ротора рослинних решток на надійність технологічного процесу. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин*. 2021. Вип. 51. С. 70–77. DOI: 10.32515/2414-3820.2021.51.70-77.
12. Васильковський О. М., Лещенко С. М., Васильковська К. В., Петренко Д. І. Підручник дослідника: навч. посіб. Кіровоград: Мачулін, 2016. 204 с. URL: <https://dspace.kntu.kr.ua/handle/123456789/2898>.
13. Saaty T.L. Decision Making with the Analytic Hierarchy Process. *International Journal of Services Sciences*. 2008. Vol. 1, № 1. P. 83–98. DOI: 10.1504/IJSSCI.2008.017590.
14. Лінник М. К., Говоров О. Ф. Удосконалення технологій та технічних засобів використання органічних відходів для удобрення ґрунту. Механізація та електрифікація сільського господарства. 2014. Вип. 99(1). С. 107–114. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/mesg_2014_99%281%29_11.

References

1. Kornecki, T. S., Arriaga, F. J., & Price, A. J. (2012). Roller Type and Operating Speed Effects on Rye Termination Rates, Soil Moisture, and Yield of Sweet Corn in a No-till System. *HortScience*, 47(2), 217–223. <https://doi.org/10.21273/HORTSCI.47.2.217>
2. Salo, V. M., Leshchenko, S. M., Luzan, P. G., Machok, Yu. V., & Bohatyrov, D. V. (2016). *Machines for tillage and fertilization: tutorial*. Kharkiv: Machulin. URL: <https://dspace.kntu.kr.ua/handle/123456789/5475> [in Ukrainian].
3. Balkcom, K. S., Duzy, L. M., Kornecki, T. S., & Price, A. J. (2015). Timing of cover crop termination: Management considerations for the Southeast. *Crop, Forage & Turfgrass Management*, 1(1), 1–7. <https://doi.org/10.2134/cftm2015.0161>
4. Kornecki, T. S., & Price, A. J. (2019). Management of High-Residue Cover Crops in a Conservation Tillage Organic Vegetable On-Farm Setting. *Agronomy*, 9(10), 640. <https://doi.org/10.3390/agronomy9100640>
5. Kornecki, T. S. (2020). Influence of Recurrent Rolling/Crimping on Cover Crop Termination, Soil Strength and Yield in No-Till Cotton. *AgriEngineering*, 2(4), 631–648. <https://doi.org/10.3390/agriengineering2040042>
6. Pavlyshche, V. T. (2003). *Fundamentals of design and calculation of machine parts*. (2nd ed.). Lviv: Afisha [in Ukrainian].
7. Loveikin, V. S., & Romasevich, Yu. O. (2017). *Theory of technical systems: tutorial*. Kyiv: CP "KOMPRINT" [in Ukrainian].
8. Voitiuk, D. G., Aniskevych, L. V., Baranovskyi, V. M. et al. (2015). *Silskohospodarski mashyny* [Agricultural machines: textbook]. D. G. Voitiuk (Ed.). Kyiv: Ahroosvita [in Ukrainian].
9. Bohatyrov, D. V., Salo, V. M., Kyslun, O. A., Skrynnik, I. O., & Kisilov, R. V. (2017). Influence of equal-area projection of the cylinder drum's cross-section height on the description accuracy of its overcoming the air resistance force. *Inmateh - Agricultural Engineering*, 52(2), 7–12. Retrieved from: <https://www.scopus.com/inward/record.uri?partnerID=HzOxMe3b&scp=85028620192&origin=inward>
10. Salo, V. M., Bohatyrov, D. V., & Leshchenko, S. M. (2023). On the reliability of the technological process of chopping crop residues. *Design, Production and Exploitation of Agricultural Machines*, 53, 93–101. <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2023.53.93-101> [in Ukrainian].
11. Salo, V., Leshchenko, S., & Bohatyrov, D. (2021). The influence of the parameters of a chopping rotor for plant residues on the reliability of the technological process. *Design, Production and Exploitation of Agricultural Machines*, 51, 70–77. <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2021.51.70-77> [in Ukrainian].

12. Vasylykovskyi, O. M., Leshchenko, S. M., Vasylykovska, K. V., & Petrenko, D. I. (2016). *Researcher's handbook: tutorial*. Kirovohrad: Machulin. URL: <https://dspace.kntu.kr.ua/handle/123456789/2898> [in Ukrainian].
13. Saaty, T. L. (2008). Decision Making with the Analytic Hierarchy Process. *International Journal of Services Sciences*, 1(1), 83–98. <https://doi.org/10.1504/IJSSCI.2008.017590>
14. Linnyk, M. K., & Hovorov, O. F. (2014). Improvement of technologies and technical means of organic waste utilization for soil fertilization. *Mechanization and Electrification of Agriculture*, 99(1), 107–114. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/mesg_2014_99%281%29__11 [in Ukrainian].

Dmytro Bohatyrov, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Dmytro Petrenko**, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Oksana Yurchenko**, Assoc. Prof., PhD in Economics., **Taras Chervonyi**

Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine

Substantiation of the Spatial Orientation of Sunflower Stalks to Enhance the Performance of Roller-Crimpers

Modern crop production trends, driven by global climate change and regular moisture deficits, require continuous optimization of tillage and seeding technologies. Large-fraction crop residues of thick-stalked crops, such as sunflower or corn, often obstruct seeding machine components, leading to uneven seed placement depth and a decrease in field germination. Transitioning to resource-saving technologies like No-till or Strip-till is restricted by high amounts of post-harvest residues on the field surface, which demand intensive chopping. Non-driven rotary chopping rollers with knife drums are widely applied due to their simple design, high productivity, and fuel efficiency. However, a significant drawback of existing designs remains the intensive clogging of the inter-blade space with dense soil-plant residue mass, which restricts tool performance.

This research aims to theoretically and experimentally justify the prerequisites for improving the operational efficiency of chopping rollers by establishing mathematical regularities of sunflower stalks' spatial layout and orientation angles. Field studies were conducted to determine the distribution of sunflower stalks on the field surface after combine harvester passage. The deviation angle of fallen stalks in the horizontal plane relative to the row axis was measured, and conditions of their contact with chopping blades were evaluated. The results indicated that 89% of the stalks lie within a narrow angular range of -5.5° to 5.5° .

Furthermore, laboratory experiments simulated the chopping process under controlled soil hardness and plant moisture conditions using a customized experimental rig. The study analyzed the inter-blade clearance angle (α), stalk orientation angle (β), soil hardness (T), and plant moisture (A) to determine their impact on clogging probability (P). The data proved that increasing the inter-blade clearance angle and the stalk inclination angle significantly reduces clogging. Conversely, decreased soil hardness deteriorates the cutting process, increasing clogging risks, whereas lower plant moisture sharply improves operational reliability. Using mathematical statistics, optimized regression models were developed to predict clogging probability. The derived empirical equations serve as an effective tool for optimizing chopping drum parameters during the initial project engineering stages.

roller-crimper, crop residues, inter-knife space, clogging probability, clearance angle, tilt angle, regression model, physical and mechanical properties

Одержано (Received) 23.06.2026

Прорецензовано (Reviewed) 25.06.2026

Прийнято до друку (Approved) 26.06.2026

УДК 631.372

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2026.56.178-185>**М. В. Голотюк**, доц., канд. техн. наук*Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне, Україна**e-mail: m.v.holotiuk@nuwm.edu.ua*

Аналіз конструктивно-технологічних параметрів адаптивної ходової системи енергетичного засобу залежно від агрофону поля

У статті досліджено конструктивно-технологічні параметри адаптивної ходової системи мобільного енергетичного засобу та їх вплив на ефективність виконання польових сільськогосподарських робіт залежно від агрофону поля. Актуальність дослідження обумовлена необхідністю підвищення продуктивності мобільних енергетичних засобів, зниження енерговитрат і мінімізації негативного впливу ходових систем на ґрунтове середовище в умовах впровадження технологій точного землеробства. Проаналізовано сучасні підходи до адаптації параметрів ходової системи залежно від фізико-механічних властивостей ґрунту, зокрема його щільності, вологості, несучої здатності та механічного складу. Метою дослідження є аналіз конструктивно-технологічних параметрів адаптивної ходової системи мобільного енергетичного засобу та визначення їх впливу на тягово-енергетичні, технологічні й агроекологічні показники роботи машинно-тракторного агрегату.

адаптивна ходова система, мобільний енергетичний засіб, параметри, тягово-зчіпні властивості, буксування, контактний тиск, ущільнення ґрунту

Постановка проблеми. Сучасний розвиток сільськогосподарського виробництва характеризується широким застосуванням високопродуктивних мобільних енергетичних засобів, які виконують основні технологічні операції під час вирощування сільськогосподарських культур. Зростання маси тракторів, самохідних машин і агрегатів, підвищення їх потужності та швидкості руху забезпечують збільшення продуктивності польових робіт, однак одночасно призводять до істотного підвищення навантаження на ґрунт. Це викликає ущільнення орного й підорного шарів, погіршення агрофізичних властивостей ґрунту, зменшення його водопроникності та аерації, збільшення питомого опору обробітку і, як наслідок, зниження врожайності сільськогосподарських культур та ефективності використання машинно-тракторних агрегатів.

Одним із перспективних напрямів вирішення зазначеної проблеми є застосування адаптивних ходових систем мобільних енергетичних засобів, здатних змінювати свої конструктивні та експлуатаційні параметри відповідно до поточного стану агрофону поля. До таких параметрів належать внутрішній тиск у шинах, площа контакту рушія з ґрунтом, навантаження на осі, тип рушія, величина буксування, розподіл маси машини та інші характеристики, що визначають взаємодію ходової системи з опорною поверхнею. Рациональна адаптація цих параметрів дозволяє зменшити контактний тиск на ґрунт, підвищити тягово-зчіпні властивості енергетичного засобу, знизити витрати палива та покращити якість виконання польових технологічних операцій.

Водночас більшість існуючих конструкцій мобільних енергетичних засобів працюють за фіксованих параметрів ходової системи, які визначаються виробником і не враховують зміни фізико-механічних властивостей ґрунту, вологості, щільності, рельєфу місцевості, агротехнологічного стану поля та виду виконуваної технологічної операції. У реальних умовах експлуатації агрофон може суттєво змінюватися навіть у межах одного поля, що призводить до нестабільності тягових характеристик, збільшення буксування рушіїв, нерівномірного розподілу навантаження між колесами, зростання енерговитрат і прискореного зношування ходової системи.

Особливої актуальності ця проблема набуває в умовах впровадження технологій точного землеробства, де ефективність використання мобільних енергетичних засобів значною мірою залежить від можливості оперативної адаптації їх конструктивних параметрів до просторової неоднорідності ґрунтового середовища. Використання сучасних систем навігації, датчиків навантаження, засобів моніторингу фізичного стану ґрунту та автоматизованих систем регулювання параметрів ходової частини відкриває нові можливості для створення інтелектуальних адаптивних ходових систем, здатних забезпечувати оптимальні режими роботи машин у режимі реального часу.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Підвищення ефективності використання мобільних енергетичних засобів у сучасному сільському господарстві є одним із ключових напрямів розвитку агроінженерії. Особливої актуальності набувають дослідження, пов'язані з удосконаленням ходових систем тракторів і самохідних машин, оскільки саме параметри їх взаємодії з ґрунтом значною мірою визначають енерговитрати, тягово-зчіпні властивості, продуктивність агрегатів та рівень техногенного впливу на ґрунтове середовище. У сучасних умовах впровадження технологій точного землеробства дедалі більшого значення набуває адаптація конструктивних і експлуатаційних параметрів ходових систем до просторової неоднорідності агрофону поля [1–3].

Теоретичні та прикладні аспекти дослідження роботи мобільних енергетичних засобів широко висвітлено у працях українських учених. У роботах В. І. Кравчука, Г. А. Хайліса, А. С. Кушнар'ова, О. О. Налобіної, Є. М. Сербія та В. Г. Гусара розглянуто сучасні методики експериментальних досліджень сільськогосподарської техніки, принципи оцінювання її експлуатаційних характеристик та підходи до визначення основних технічних параметрів машин [1]. Значну увагу приділено плануванню експериментів, вибору критеріїв оцінювання та обробці результатів досліджень, що створює методичну основу для аналізу ефективності адаптивних ходових систем.

Питання конструкції тракторів, особливостей роботи ходових систем та впливу їх параметрів на експлуатаційні характеристики детально розглянуто у навчальному посібнику В. Т. Надикта, В. М. Кюрчева та С. Ф. Семененка [2]. Автори відзначають, що вибір типу рушія, розподіл навантаження між осями, параметри шин і режими роботи силової передачі істотно впливають на величину буксування, тяговий коефіцієнт корисної дії та паливну економічність мобільних енергетичних засобів.

Сучасні тенденції розвитку агроінженерії свідчать про необхідність інтеграції конструктивних рішень із цифровими технологіями керування технологічними процесами. Особлива увага приділяється автоматизованому регулюванню тиску в шинах, системам моніторингу навантаження на осі, використанню супутникової навігації та датчиків фізичного стану ґрунту, що дозволяє оперативно адаптувати параметри ходової системи до змін агрофону поля [3].

Зарубіжні дослідження також підтверджують ефективність адаптивних ходових систем. У працях J. Y. Wong [4] та M. G. Bekker [5] сформовано фундаментальні положення террамеханіки, які описують закономірності взаємодії рушіїв із

деформівним ґрунтом. Запропоновані авторами математичні моделі дозволяють визначати контактний тиск, величину осідання колеса, тягове зусилля та коефіцієнт буксування залежно від фізико-механічних властивостей ґрунту.

Останніми роками значна кількість досліджень присвячена проблемам ущільнення ґрунту під дією мобільних машин. У роботах Т. Keller, М. Lamandé, Р. Schjønning та інших дослідників доведено, що збільшення маси сучасних тракторів і комбайнів призводить до зростання контактного тиску, погіршення структури ґрунту та зниження його продуктивності [6, 7]. Автори обґрунтовують доцільність застосування систем регулювання тиску в шинах і технологій адаптивного керування ходовою частиною для зменшення ущільнення ґрунту та підвищення енергоефективності польових робіт.

Узагальнення результатів сучасних досліджень показує, що адаптація параметрів ходових систем до умов експлуатації дозволяє зменшити буксування рушіїв, підвищити тяговий коефіцієнт корисної дії, скоротити витрати палива та забезпечити рівномірніше навантаження на ґрунт [6–8]. Разом із тим більшість відомих досліджень орієнтована на аналіз окремих параметрів роботи ходової системи без комплексного врахування впливу агрофону поля, який характеризується неоднорідністю вологості, щільності, механічного складу, мікрорельєфу та агротехнічного стану.

Постановка завдання. Метою дослідження є аналіз конструктивно-технологічних параметрів адаптивної ходової системи мобільного енергетичного засобу та визначення їх впливу на ефективність виконання польових робіт залежно від агрофону поля. Для досягнення поставленої мети передбачається дослідити взаємодію ходової системи з ґрунтом, розробити математичні моделі оцінювання її роботи та визначити раціональні параметри, що забезпечують підвищення тягової ефективності, зниження енерговитрат і мінімізацію ущільнення ґрунту.

Виклад основного матеріалу. Сучасні мобільні енергетичні засоби функціонують в умовах постійної зміни фізико-механічних властивостей ґрунтового середовища, що безпосередньо впливає на ефективність виконання польових технологічних операцій. Одним із визначальних факторів, який формує експлуатаційні показники машинно-тракторного агрегату, є конструкція ходової системи та її здатність адаптуватися до змін агрофону поля. У процесі руху енергетичного засобу відбувається складна взаємодія між рушієм і ґрунтом, що супроводжується перерозподілом навантажень, деформацією поверхневого шару, виникненням контактних напружень, зміною коефіцієнта буксування та реалізацією тягового зусилля. Тому підвищення ефективності використання мобільних енергетичних засобів нерозривно пов'язане з оптимізацією конструктивно-технологічних параметрів адаптивної ходової системи.

Основними параметрами, що визначають ефективність функціонування адаптивної ходової системи, є внутрішній тиск у шинах, навантаження на передню та задню осі, площа контакту рушія з поверхнею ґрунту, геометричні розміри шин, швидкість руху агрегату та коефіцієнт буксування. Саме ці параметри визначають величину контактного тиску на ґрунт, рівень використання тягового потенціалу машини, витрати енергії та продуктивність польових робіт.

На рисунку 1 наведено узагальнену схему конструктивно-технологічних параметрів адаптивної ходової системи мобільного енергетичного засобу. Представлена схема демонструє взаємозв'язок між конструктивними характеристиками ходової системи (тиск у шинах, геометричні параметри рушія, навантаження на осі, площа контакту та швидкість руху) і основними експлуатаційними показниками, до яких належать сила тяги, коефіцієнт буксування, контактний тиск на ґрунт, питома витрата палива, продуктивність агрегату та ступінь ущільнення ґрунту.

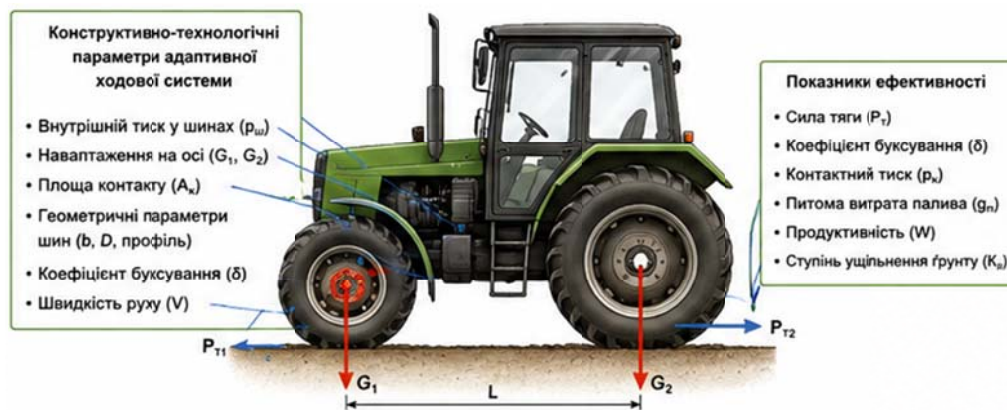


Рисунок 1 – Схема основних параметрів адаптивної ходової системи мобільного енергетичного засобу
Джерело: розроблено автором

Аналіз наведеної схеми свідчить, що зміна будь-якого із конструктивних параметрів призводить до комплексної зміни експлуатаційних характеристик машини, тому їх оптимізація повинна здійснюватися як єдина взаємопов'язана система.

Особливу увагу в дослідженні приділено процесу взаємодії рушія із ґрунтовим середовищем. На рисунку 2 наведено фізичну модель контакту колеса із ґрунтом. Під дією вертикального навантаження формується пляма контакту, у межах якої виникає нерівномірний розподіл нормальних і дотичних напружень. Одночасно відбувається деформація поверхневого шару ґрунту, що супроводжується його ущільненням та частковим зсувом у напрямку руху агрегату.

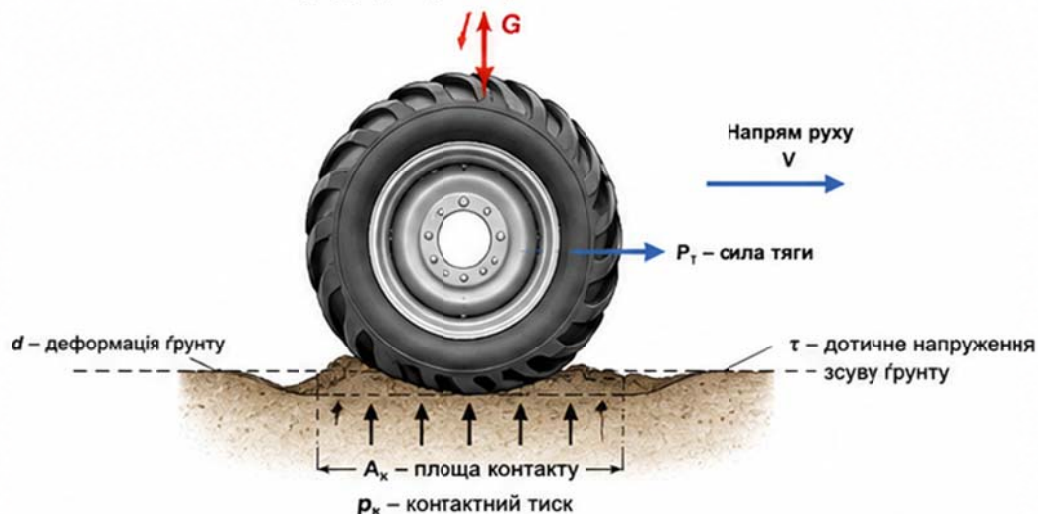


Рисунок 2 – Взаємодія рушія з ґрунтом

Джерело: розроблено автором

Саме величина площі контакту визначає питомий тиск рушія на поверхню поля. Зі збільшенням площі контакту середній контактний тиск зменшується, що сприяє зниженню ступеня ущільнення ґрунту та покращенню агрофізичних властивостей орного шару.

Одним із найбільш ефективних способів регулювання площі контакту є зміна внутрішнього тиску в шинах. Як показано на **рисунку 3**, підвищення тиску призводить до зменшення плями контакту та збільшення питомого навантаження на ґрунт. У цьому випадку покращується стійкість шини, однак суттєво зростає ризик ущільнення орного шару. Навпаки, зменшення внутрішнього тиску забезпечує збільшення площі контакту, більш рівномірний розподіл навантаження та зниження питомого тиску.

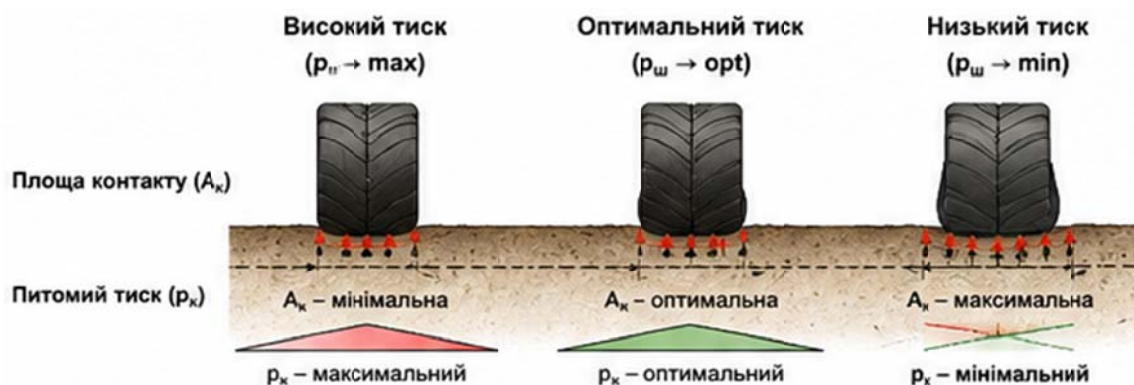


Рисунок 3 – Вплив внутрішнього тиску в шинах на площу контакту та питомий тиск на ґрунт
Джерело: розроблено автором

Разом із тим надмірне зменшення тиску може викликати підвищення опору коченню, інтенсивне нагрівання шин і збільшення витрат енергії. Отже, ефективність адаптивної ходової системи значною мірою визначається можливістю автоматичного підтримання оптимального значення тиску відповідно до поточних характеристик агрофону.

Важливим інтегральним показником ефективності функціонування мобільного енергетичного засобу є коефіцієнт буксування. Його вплив на продуктивність агрегату наведено на рисунку 4. За незначного буксування не забезпечується повне використання тягового потенціалу машини, тоді як надмірне буксування супроводжується значними втратами механічної енергії, інтенсивним руйнуванням структури ґрунту та збільшенням витрати палива. Аналіз залежності показує існування оптимальної області коефіцієнта буксування, за якої досягається максимальна реалізація сили тяги при мінімальних енергетичних втратах. Саме підтримання цього режиму є одним із головних завдань адаптивної ходової системи.

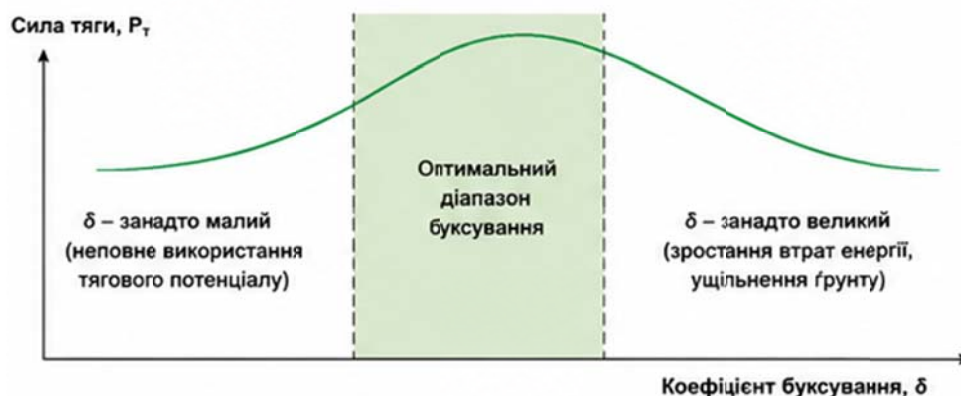


Рисунок 4 – Вплив коефіцієнта буксування на ефективність роботи агрегату
Джерело: розроблено автором

Реалізація адаптивного принципу керування можлива лише за умови використання сучасних інформаційно-вимірювальних систем. На рисунку 5 представлено структурну схему адаптивної системи керування ходовою системою мобільного енергетичного засобу. Вона включає комплекс датчиків, що здійснюють безперервний контроль внутрішнього тиску в шинах, навантаження на осі, вологості та щільності ґрунту, швидкості руху, коефіцієнта буксування й інших параметрів технологічного процесу. Інформація від датчиків надходить до електронного блока обробки, де на основі математичних моделей визначаються оптимальні параметри

функціонування ходової системи. Після цього виконавчі механізми автоматично змінюють внутрішній тиск у шинах, перерозподіляють навантаження між осями або здійснюють інші регулювальні дії. Наявність зворотного зв'язку забезпечує безперервне коригування режимів роботи залежно від зміни агрофону поля.



Рисунок 5 – Структурна схема системи адаптивного керування ходовою системою

Джерело: розроблено автором

Проведений аналіз конструктивно-технологічних параметрів адаптивної ходової системи свідчить, що їх комплексна оптимізація дозволяє істотно підвищити ефективність використання мобільних енергетичних засобів. Використання автоматизованих систем керування забезпечує зниження питомого тиску на ґрунт, зменшення коефіцієнта буксування, скорочення енерговитрат, підвищення тягової ефективності та продуктивності агрегату, а також мінімізацію негативного впливу техніки на агрофізичний стан ґрунту. Отримані результати є теоретичною основою для подальшого розроблення математичних моделей, що встановлюють кількісні залежності між параметрами адаптивної ходової системи, характеристиками агрофону поля та показниками ефективності роботи мобільного енергетичного засобу.

Висновки. У результаті проведеного дослідження виконано комплексний аналіз конструктивно-технологічних параметрів адаптивної ходової системи мобільного енергетичного засобу та встановлено їх визначальний вплив на ефективність виконання польових сільськогосподарських робіт залежно від агрофону поля. Показано, що фізико-механічні властивості ґрунту, зокрема його щільність, вологість, несуча здатність і мікрорельєф, істотно впливають на умови взаємодії рушія з опорною поверхнею, величину контактного тиску, коефіцієнт буксування, тягові характеристики та енергетичні показники мобільного енергетичного засобу.

Проаналізовано основні конструктивні параметри адаптивної ходової системи, до яких належать внутрішній тиск у шинах, площа контакту рушія з ґрунтом, навантаження на осі, геометричні параметри шин та швидкість руху агрегату. Встановлено, що їх комплексна оптимізація забезпечує більш раціональний розподіл навантаження на поверхню поля, покращує реалізацію тягового зусилля, зменшує втрати енергії на буксування та сприяє збереженню агрофізичних властивостей ґрунту.

На основі аналізу взаємодії ходової системи з агрофоном поля обґрунтовано доцільність використання адаптивного принципу керування, який передбачає автоматичне регулювання параметрів ходової частини відповідно до поточного стану ґрунтового середовища. Використання сучасних інформаційно-вимірювальних засобів, датчиків навантаження, систем контролю тиску в шинах та алгоритмів обробки даних створює передумови для реалізації інтелектуальних систем керування, здатних забезпечувати стабільні тягово-енергетичні показники в умовах змінного агрофону.

Виконаний аналіз конструктивно-технологічних схем адаптивної ходової системи та процесів взаємодії рушія із ґрунтом дозволив визначити основні напрями її

подальшого вдосконалення. Найбільш перспективними є автоматичне регулювання внутрішнього тиску в шинах, адаптивний перерозподіл навантаження між осями, оптимізація коефіцієнта буксування та використання цифрових технологій моніторингу агрофону в режимі реального часу.

Список літератури

1. Кравчук В. І., Хайліс Г. А., Кушнар'ов А. С., Налобіна О. О., Сербій Є. М., Гусар В. Г. Дослідження сільськогосподарської техніки: практикум науковцю. Дослідницьке : УкрНДПІВТ ім. Л. Погорілого, 2016. 328 с.
2. Надикто В. Т., Кюрчев В. М., Семененко С. Ф. Трактори та автомобілі : навч. посіб. Мелітополь : Люкс, 2015. 352 с.
3. Булгаков В. М., Адамчук В. В., Надикто В. Т. Механізація технологічних процесів у рослинництві : навч. посіб. Київ : Аграрна наука, 2018. 320 с.
4. Надикто В. Т. Визначення раціонального рівня енергонасиченості колісних тракторів. *Вісник аграрної науки*. 2024. № 6. С. 71–79.
5. Лебедєв А., Шуляк М., Стельмах А. Analysis of methods and devices for evaluation of the traction properties tractor. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування*. 2022. № 2. С. 108–117.
6. Голуб Г., Чуба В., Ачкєвич В., Крушельницький В., Цивєнкова Н. Modeling of the running system pressure on the soil depending on the structural parameters of the tractors. *INMATEH – Agricultural Engineering*. 2023. Vol. 69.
7. Лебедєв С., Коробко А. Тягові властивості трактора при використанні баластування. *Сільськогосподарська техніка та обладнання: прогнозування, конструювання, випробування*. 2020. Вип. 26(40). С. 66–73.
8. Яковенко А., Макаручук В., Сєрбінов В. Вибір режиму роботи машинно-тракторних агрегатів. *Аграрний вісник Причорномор'я*. 2019. Вип. 94. С. 117–121.

References

1. Kravchuk, V. I., Khailis, H. A., Kushnarov, A. S., Nalobina, O. O., Serbii, Ye. M., & Husar, V. H. (2016). *Research on Agricultural Machinery: A Practical Guide for Scientists*. Doslidnytske: L. Pogorilly Ukrainian Research Institute of Forecasting and Testing of Machinery and Technologies for Agricultural Production. [in Ukrainian].
2. Nadykto, V. T., Kiurchev, V. M., & Semenenko, S. F. (2015). *Tractors and Automobiles*. Melitopol: Liuks. [in Ukrainian].
3. Bulhakov, V. M., Adamchuk, V. V., & Nadykto, V. T. (2018). *Mechanization of Technological Processes in Crop Production*. Kyiv: Ahrarna nauka. [in Ukrainian].
4. Nadykto, V. T. (2024). Determination of the rational power saturation level of wheeled tractors. *Visnyk ahrarnoi nauky* (Bulletin of Agricultural Science), (6), 71–79. [in Ukrainian].
5. Lebediev, A., Shuliak, M., & Stelmakh, A. (2022). Analysis of methods and devices for evaluation of the traction properties of a tractor. *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Automobile and Tractor Engineering*, (2), 108–117. [in Ukrainian].
6. Holub, H., Chuba, V., Achkevych, V., Krushelnytskyi, V., & Tsyvenkova, N. (2023). Modeling of the running system pressure on the soil depending on the structural parameters of the tractors. *INMATEH – Agricultural Engineering*, 69, 365–376.
7. Lebediev, S., & Korobko, A. (2020). Traction characteristics of a tractor using ballast. *Agricultural Machinery and Equipment: Forecasting, Design and Testing*, 26(40), 66–73. [in Ukrainian].
8. Yakovenko, A., Makarchuk, V., & Serbinov, V. (2019). Selection of the operating mode of machine-and-tractor units. *Agrarian Bulletin of the Black Sea Region*, 94, 117–121. [in Ukrainian].

Mykola Holotiuk, Assoc. Prof., PhD tech. sci.

National University of Water and Environmental Engineering, Rivne, Ukraine

Analysis of Structural and Technological Parameters of the adaptive Running System of the Energy Vehicle Depending on the agRo Background of the Field

The article examines the structural and technological parameters of the adaptive running system of a mobile energy vehicle and their influence on the efficiency of field agricultural work depending on the agro

background of the field. The relevance of the study is due to the need to increase the productivity of mobile energy vehicles, reduce energy consumption and minimize the negative impact of running systems on the soil environment in the context of the introduction of precision agriculture technologies. Modern approaches to adapting the running system parameters depending on the physical and mechanical properties of the soil, in particular its density, humidity, bearing capacity and mechanical composition, are analyzed. The purpose of the study is to analyze the structural and technological parameters of the adaptive running system of a mobile energy vehicle and determine their influence on traction and energy, technological and agroecological indicators of the machine-tractor unit.

To achieve the goal, the methods of analysis and generalization of scientific sources, system analysis, elements of terramechanics and mechanics of interaction of movers with the soil were used. In the work, it was established that the internal pressure in the tires, the contact area of the driver with the ground, the load distribution between the axles, the skid coefficient and the speed of the unit have the greatest influence on the efficiency of the operation of the mobile energy vehicle. The conducted analysis confirmed that the adaptive regulation of these parameters ensures a decrease in the specific pressure on the soil, improvement of the traction and traction characteristics, an increase in the coefficient of use of the traction force and a decrease in the specific fuel consumption. Structural diagrams of the interaction of the running system with the soil environment have been developed, which reflect the relationship between structural parameters, physical and mechanical properties of the agricultural background of the field and indicators of the efficiency of the unit.

The practical significance of the obtained results lies in the possibility of their use during the design of promising adaptive running systems of tractors and self-propelled machines, improvement of precision farming technologies and the creation of automated control systems for mobile energy means. The proposed approach helps increase the efficiency of field work, preserve soil fertility, and develop intelligent systems for managing agricultural machinery.

adaptive running system; mobile power tool; parameters; traction and adhesion properties; skid; contact pressure; soil compaction

Одержано (Received) 17.06.2026

Прорецензовано (Reviewed) 20.06.2026

Прийнято до друку (Approved) 22.06.2026

УДК 631.312; 631.316.22

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2026.56.185-198>

С. М. Лещенко, доц., канд. техн. наук

Центральноукраїнський національний технічний університет, м Кропивницький, Україна

e-mail: leshchenkosm@kntu.kr.ua

Технологічна модель глибокого розпушування ґрунту

В роботі розглянуто технологічну модель глибокого розпушування ґрунту чизельними робочими органами, яка об'єднує фізико-механічний, енергетичний і структурно-функціональний рівні взаємодії знаряддя з ґрунтом. В роботі запропоновано аналітичний зв'язок між критичною глибиною розпушування та інтенсивністю стохастичного марківського процесу подрібнення ґрунту через безрозмірний коефіцієнт відносної глибини і функцію частки корисної енергії. Отримана на цій основі залежність ступеня кришення ґрунту теоретично пояснює, чому раціональна робоча глибина перебуває в межах критичної глибини, а не наближається до максимально можливої і узгоджується з відомим експериментальним фактом зниження ступеня подрібнення ґрунту чизельними знаряддями при перевищенні раціональної глибини обробітку.

чизельний робочий орган, глибоке розпушування ґрунту, технологічна модель, критична глибина, тяговий опір, ступінь кришення ґрунту

Постановка проблеми. У системах ресурсозберігаючого та ґрунтозахисного землеробства, які набувають дедалі більшого поширення в умовах подальшої інтенсифікації аграрного виробництва України, основний безполицевий обробіток ґрунту слід розглядати як технологічну операцію, що дозволяє поєднати достатню глибину розпушування з мінімальним порушенням природної будови оброблюваних гумусовмісних горизонтів [1, 2]. Постійне та системне використання важких сільськогосподарських машин і знарядь призводить до утворення в підорному шарі стійких ущільнених зон (плужної підшви), які обмежують вологопроникність, аерацію та розвиток кореневої системи рослин [3]. У такому випадку хоча б періодичне глибоке (понад 30 см) розпушування ґрунту без обертання скиби є практично єдиним технологічно й енергетично прийнятним способом відновлення сприятливих агрофізичних властивостей ґрунтів сільськогосподарського призначення [1].

Операції глибокого безполицевого обробітку ґрунту в більшості випадків реалізуються глибокорозпушувачами різноманітних конструкцій, зокрема чизельними, конструкції яких останніми десятиліттями активно вдосконалюється як в Україні, так і за кордоном [4, 5]. Слід відмітити, що процес взаємодії чизельного робочого органу з ґрунтовим середовищем на глибині понад 30 см значно відрізняється від процесу класичної полицевої оранки, адже за таких умов процес обробітку супроводжується зовсім іншим співвідношенням пружної, пластичної та крихкої складових деформації, наявністю критичної глибини, нижче якої ефективно руйнування й підняття пласта практично припиняється [6, 7], а також істотним зростанням питомої енергоємності процесу. Це робить актуальним побудову узагальненої технологічної моделі глибокого розпушування, яка б об'єднувала фізико-механічний (руйнування ґрунтового масиву), енергетичний (тяговий опір) та структурно-функціональний (компонування робочих органів знаряддя) рівні опису процесу в єдину систему, придатну для обґрунтування раціональних конструктивних і режимних параметрів комбінованих чизельних глибокорозпушувачів.

Аналіз основних досліджень і публікацій. Теоретичні основи руйнування монолітів ґрунту робочими органами ґрунтообробних машин закладені класичними роботами з механіки ґрунтів та різання ґрунтів робочими органами клиноподібної форми. У вітчизняних дослідженнях процес відділення скиби ґрунту від загального масиву традиційно розрізняють за характером утворення деформацій – суцільна, ступінчаста, елементна та деформації відриву, що залежить від механічного складу та вологості ґрунту [8]. Аналогічний за змістом підхід до опису характеру руйнування ґрунту робочими органами машин і знарядь (*crescent failure*, *flow failure*, *shear failure*) дістав розвиток у роботах закордонних дослідників [9, 10], де руйнування розглядається як утворення тривимірної поверхні граничної рівноваги, що відокремлює зруйнований об'єм ґрунту від загального масиву. Фундаментальне значення для опису пружно-пластичних властивостей ґрунту як дисперсного тіла мають роботи з механіки ґрунтів, зокрема класична модель залежності модуля деформації від тиску [11], яка й сьогодні використовується для опису нелінійного стиснення часток ґрунту під дією робочих органів [12].

Для опису енергетичних параметрів взаємодії робочого органу з ґрунтом закордонними дослідниками розроблено низку інтегрованих моделей прогнозування тягового опору, що враховують геометрію робочого органу, властивості ґрунту та режим роботи [13, 5]. Окремий напрям досліджень спрямовано на обґрунтування критичної глибини розпушування – глибини, робота понад яку ґрунтообробним знаряддям не буде супроводжуватися підняттям та розущільненням скиби, а зводиться до зминання та бічного видавлювання ґрунтового середовища [7, 6]. Встановлено, що

критична глибина обробітку залежить від ширини леза долота робочого органу для безполицевого обробітку ґрунту, наявності та ширини додаткових деформаторів, наприклад крил на стояку, кутів нахилу додаткових робочих елементів, а також від вологості й щільності ґрунту [14].

Сучасний етап досліджень характеризується широким застосуванням чисельних методів – методу дискретних елементів (DEM) та комп'ютерного моделювання, що широко використовуються для верифікації аналітичних моделей взаємодії робочих органів для безполицевого обробітку з ґрунтом і пошуку раціональної геометрії лез та додаткових конструктивних елементів [15, 16, 17, 18]. Зокрема, встановлено, що математична модель тягового опору чизельного робочого органу типу «стояк» здатна прогнозувати дослідні значення з точністю 40...90 % залежно від глибини та геометричних параметрів [16], а біонічні форми леза дозволяють знизити тяговий опір глибокорозпушувачів на 15...18 % порівняно з класичним чизельним долотом [18]. Розвивається також напрям класифікації агрегатного складу розпушеного ґрунту методами машинного навчання [19].

В Україні системні дослідження комбінованих чизельних глибокорозпушувачів, що поєднують основні чизельні лапи з додатковими елементами та робочими органами (горизонтальними та вертикальними деформаторами, зубчастими котками тощо), виконані під керівництвом професора В.М. Сала в Центральноукраїнському національному технічному університеті [2, 20, 21, 1, 22, 4]. У цих роботах експериментально встановлено раціональні діапазони глибини розпушування (32...42 см), відстані між чизельними лапами (80...100 см у ряду, 40...55 см між рядами), робочої швидкості (8...9,5 км/год) та кількості додаткових котків (2 шт.), за яких ступінь подрібнення (кришення) ґрунту досягає 70...75 % [4], що перевищує показники низки закордонних машин аналогічного призначення [22]. Питання обґрунтування геометрії робочих органів і профілів ґрунтообробних знарядь із позицій технологічної надійності та зниження енергоємності розглядалися також іншими вітчизняними дослідниками [23, 24, 25, 26].

Окремий напрямок досліджень направлено на взаємозв'язок енергетичних витрат із сумарним ступенем подрібнення ґрунту в результаті взаємодії із робочими органами ґрунтообробних машин. За результатами класичних лабораторних досліджень встановлено, що питома енергія, необхідна для подрібнення ґрунтових монолітів до необхідного розміру фракції, є функцією його вологості й щільності та зростає при більш якісному подрібненні ґрунтового горизонту [27]. Поряд з цим польові дослідження класичних чизельних плугів підтверджують, що в робочому діапазоні глибин ступінь подрібнення ґрунту, навпаки, знижується зі збільшенням глибини обробітку – зокрема, при збільшенні глибини чизелювання з 10 до 30 см коефіцієнт подрібнення ґрунту знижується до 40...45 % [28], незважаючи на зростання загальної енергетичної ефективності переміщення об'єму ґрунту. Це підтверджує висновок, що взаємозв'язок «глибина – енергія – ступінь подрібнення» не є повністю прогнозованим а потребує окремого теоретичного опису, який сьогодні не пов'язано із критичною глибиною розпушування безполицевими робочими органами.

Поряд із цим, незважаючи на значний обсяг проведених теоретичних і експериментальних досліджень, нерозв'язаною залишається частина проблеми, пов'язана з відсутністю формалізованої технологічної моделі, яка б пов'язувала фізико-механічний механізм руйнування ґрунтового масиву чизельним робочим органом (рівень мікро- й макроруйнування), енергетичні характеристики процесу (тяговий опір, питома енергоємність) та структурно-функціональну схему комбінованого знаряддя (співвідношення конструктивних параметрів основних і додаткових робочих органів) в

єдину систему, що була б адаптованою для інженерного обґрунтування параметрів глибокорозпушувачів на стадії їх проєктування. Зокрема, в опублікованих роботах критична глибина розпушування [7, 6] розглядається лише як силовий (енергетичний) поріг, що розмежовує підіймаючу та стискаючу деформації, тоді як її вплив на ймовірнісний розподіл розмірів агрегатів розпушеного ґрунту (тобто на показник якості, а не лише на тяговий опір) залишається не визначеним. Саме встановлення такого зв'язку є предметом наведених досліджень.

Формулювання цілей статті. Метою даної роботи є розробка та теоретичне обґрунтування узагальненої технологічної моделі процесу глибокого розпушування ґрунту чизельними робочими органами, яка інтегрує фізико-механічний, енергетичний та структурно-функціональний рівні опису взаємодії знаряддя з ґрунтом і може бути використана для обґрунтування раціональних конструктивних і режимних параметрів комбінованих чизельних глибокорозпушувачів.

Для досягнення мети поставлено такі завдання:

- систематизувати теоретичні підходи до опису руйнування ґрунтового масиву чизельними робочими органами та визначення критичної глибини розпушування;
- формалізувати структуру технологічного процесу глибокого розпушування у вигляді багаторівневої системної моделі «вхід – процес – вихід»;
- встановити аналітичний зв'язок між критичною глибиною розпушування (силовим/енергетичним параметром фізико-механічного рівня) та інтенсивністю стохастичного процесу подрібнення ґрунту (показником якості структурно-функціонального рівня);
- порівняти параметри узагальненої моделі з результатами експериментальних досліджень комбінованих чизельних глибокорозпушувачів.

Виклад основного матеріалу.

Загальна структура технологічної моделі. Технологічний процес глибокого розпушування потрібно розглядати як перетворення вектора вхідних характеристик ґрунту під дією робочого органу (чи комбінації робочих органів) знаряддя у вектор вихідних показників якості обробітку. У загальному вигляді узагальнену технологічну модель можна формалізувати залежністю

$$Y = f(X, Z, U), \quad (1)$$

де $X = (W, \rho, c, \varphi, q)$ – вектор фізико-механічних властивостей ґрунту, який обробляється (вологість, щільність, питоме зчеплення, кут внутрішнього тертя, твердість); $Z = (b, h, w, \alpha, n)$ – вектор конструктивних параметрів ґрунтообробного робочого органу (ширина долота, висота стояка, ширина крил, кут установки стояка, кількість і компоновка додаткових робочих органів); $U = (a, v, L)$ – вектор режимних параметрів (глибина обробітку, робоча швидкість, відстань між робочими органами); $Y = (k_n, R, A_w, \bar{h})$ – вектор вихідних показників якості процесу (ступінь кришення (подрібнення) ґрунту, тяговий опір, питома енергоємність, рівномірність глибини обробітку).

Функція f не може бути зведена до єдиної аналітичної залежності, оскільки вона описує взаємодію, що одночасно реалізується на трьох якісно різних рівнях: фізико-механічному (руйнування суцільного моноліту ґрунту), енергетичному (формування тягового опору) та структурно-функціональному (розподіл функцій між основними й додатковими робочими органами комбінованого знаряддя). Тому подальша деталізація моделі (1) (рис. 1) виконана для кожного з трьох рівнів окремо, з наступним їх узгодженням.



Рисунок 1 – Узагальнена структура технологічної моделі глибокого розпушування ґрунту

Джерело: розроблено автором

Фізико-механічний рівень: руйнування ґрунтового моноліту долотом чизельної лапи.

На фізико-механічному рівні робота долота чизельної лапи може розглядатися як двограний клин, що рухається в необробленому ґрунті. Початкова фаза взаємодії дола із ґрунтом має характер пружного стиснення (зминання) частинок ґрунту перед лезом долота, що описується законом Гука

$$\sigma = E \cdot \varepsilon, \quad (2)$$

де σ – нормальне напруження; E – модуль пружності (деформації) ґрунту; ε – відносна деформація.

Для дисперсних ґрунтів модуль деформації E є нелінійною функцією тиску p . Варто відмітити, що в класичних роботах з механіки ґрунтів встановлено, що ця залежність задовільно апроксимується степеневою функцією виду $E = k \cdot p^m$, де k і m – константи, які виходячи із геомеханіки ґрунтів визначаються властивостями ґрунту [11].

По мірі того, як клин заглиблюється в ґрунтове середовище напруження досягають межі міцності ґрунту, після чого настає утворення поверхні руйнування – тривимірної поверхні граничної рівноваги, що відокремлює зруйнований елемент від загального масиву [10]. Залежно від механічного складу й вологості ґрунту відділення елемента (скиби) може відбуватися за суцільним, ступінчастим, елементним сценарієм або сценарієм відриву (крихке руйнування) [8], що відповідає визначеними у закордонній літературі типам руйнування – пластичному (flow failure), зсувному (shear) та крихкому (crescent) руйнуванню [9]. Для умов глибокого розпушування ($a > 30$ см) в більшості випадків має місце саме крихке руйнування з періодичним сколюванням елементів, що супроводжується характерним коливанням сили опору ґрунту в межах від мінімального (зминання передньою гранню долота) до максимального (момент сколювання елемента) значення.

Принципове значення для технологічної моделі глибокого розпушування ґрунту має поняття критичної глибини $a_{кр}$ – глибини, нижче якої механізм руйнування змінюється з підйомного (з утворенням тріщин відриву й підняттям пласта над долотом) на стискання (бічне видавлювання ґрунту без значного розпушення) [7]. Критичну глибину можна представити узагальненою функціональною залежністю

$$a_{кр} = \varphi_1(b, w, \alpha, W, \rho), \quad (3)$$

де b – ширина леза долота чизельної лапи; w – ширина крил чи закрилків чизельної лапи; α – кут нахилу передньої грані стояка чизельної лапи до напрямку руху.

Встановлено, що критична глибина зростає при збільшенні ширини долота й крил, зменшенні кута нахилу стояка та зниженні вологості ґрунту (роботі за умов, суттєво нижчих за межу пластичності) [6]. Інженерний зміст залежності (3) для технологічної моделі полягає в тому, що робота чизельного долота на глибині, яка перевищує $a_{кр}$, є енергетично не вигідною й технологічно недоцільною – приріст глибини обробітку понад $a_{кр}$ не супроводжується пропорційним приростом ступеня розпушення.

Енергетичний рівень: тяговий опір та питома енергоємність.

Енергетичний рівень моделі описує тяговий опір R , що виникає при переміщенні ґрунтообробного робочого органу в ґрунті. Узагальнена структура інтегрованих моделей прогнозування опору, що наведені у роботах [13, 5], представляє повний тяговий опір як суму складових, зумовлених різними змінними:

$$R = R_\gamma + R_c + R_{ca} + R_q, \quad (4)$$

де R_γ – складова, що зумовлена власною вагою (об'ємними силами) ґрунту, який деформується; R_c – складова, зумовлена зчепленням часток ґрунту; R_{ca} – складова адгезії (прилипання) ґрунту до поверхні ґрунтообробного робочого органу; R_q – складова, зумовлена поверхневим навантаженням (тиском) вищерозташованих шарів ґрунту.

Кожна зі складових є функцією геометрії робочого органу (ширини, кута установки, наявності додаткових деформаторів (крил)), глибини обробітку та фізико-механічних властивостей ґрунту X . Аналогічна за фізичним змістом, але інакше формалізована модель тягового опору для долотоподібних робочих органів із фасками запропонована на основі дослідних даних, отриманих в ґрунтового каналі [16], де опір виражено через дотичну міцність ґрунту на зсув, кут різання та площу контакту робочого органу з ґрунтом; точність прогнозування за цією моделлю склала 39...92 % залежно від глибини й геометрії долота.

Питому енергоємність процесу глибокого розпушування слід визначати як відношення корисної роботи розпушування до всього об'єму розпушеного ґрунту

$$A_w = \frac{R}{B \cdot a}, \quad (5)$$

де B – ширина захвату робочого органу (групи робочих органів); a – глибина обробітку.

Порівняльні дослідження свідчать, що питома енергоємність чизельних знарядь при роботі на глибині, близькій до критичної, є меншим, ніж у дискових та полицевих знаряддях подібного призначення, проте суттєво зростає, якщо робочий орган працює нижче критичної глибини без додаткових крил [29]. Так, за результатами теоретично-експериментального дослідження дванадцятилапового чизельного плуга на глибині

30 см питомий тяговий опір склав 3,3...6,5 Н/см² залежно від типу ґрунту (піщаний, суглинистий, глинистий) [29], що узгоджується з порядком величин, отриманих для комбінованих чизельних глибокорозпушувачів у вітчизняних дослідженнях [21].

Структурно-функціональний рівень: комбінування робочих органів.

Третій, структурно-функціональний рівень моделі описує розподіл функцій руйнування й подрібнення ґрунту між основними та додатковими робочими органами комбінованого знаряддя. Як показано в [22, 4], основні чизельні лапи виконують первинне (макрорівневе) руйнування суцільного ущільненого ґрунту на глибині 32...42 см, тоді як додаткові робочі органи (горизонтальні та вертикальні деформатори, спарені зубчасті котки) забезпечують подальше подрібнення зрушених грудок до агротехнічно бажаної фракції та часткове перемішування шарів. Таке функціональне розшарування узгоджується із загальним принципом розгляду впливу механічної обробки на стан ґрунту одночасно на макро- та мікрорівнях [12]: основні робочі органи працюють із ґрунтом як із суцільним пружно-пластичним середовищем (макрорівень), тоді як додаткові робочі органи контактують уже із сукупністю окремих агрегатів різного розміру (мікрорівень), що вимагає принципово різних підходів до обґрунтування їхніх параметрів і режимів роботи.

Для додаткового робочого органу типу «спарений зубчастий коток» обґрунтування діаметра, довжини та коефіцієнта об'ємної деформації ґрунту виконують з урахуванням кута охоплення котка ґрунтом і середньої глибини деформації, що дозволяє визначити силу перекочування котка по поверхні поля [22]. Експериментально встановлено, що використання двох додаткових котків у складі комбінованого глибокорозпушувача за робочої швидкості 7,2...9,5 км/год забезпечує ступінь кришення ґрунту на рівні 70...75 %, що перевищує аналогічний показник закордонних знарядь подібної конструкції, які працюють в однакових ґрунтових умовах [22, 4]. Це є практичним підтвердженням адекватності структурно-функціонального рівня запропонованої узагальненої моделі: розподіл функцій руйнування (основні лапи) і доподрібнення (додаткові котки) між різнотипними робочими органами знаряддя дозволяє досягти показників якості обробітку, недосяжних для одинарного чизельного робочого органу.

Окремий, додатковий вимір структурно-функціонального рівня моделі становить імовірнісний опис динаміки подрібнення ґрунту як випадкового марковського процесу переходу від крупніших до дрібніших розмірних фракцій агрегатів, розвинутий автором у попередніх теоретичних дослідженнях технологічного процесу безполицевого обробітку ґрунту. У такому підході агрегатний стан ґрунту після проходу робочого органу описується розподілом імовірностей перебування системи «ґрунт» у дискретному наборі станів, що відповідають окремим розмірним фракціям, а інтенсивність переходів між станами μ визначається енергією, поглинутою ґрунтом від відповідного робочого органу. Такий стохастичний рівень опису не замінює, а доповнює фізико-механічний і енергетичний рівні моделі (1).

Узгодження фізико-механічного й стохастичного рівнів через коефіцієнт відносної глибини.

У відомих джерелах критична глибина $a_{кр}$ використовується виключно як силовий критерій – межа, що розділяє підйомний і стискаючий механізми деформації скиби [7, 6], тоді як стохастична інтенсивність подрібнення μ традиційно розглядається по відношенню до глибини обробітку. Оригінальність цієї роботи полягає у встановленні аналітичного зв'язку між цими двома, дотепер відокремленими, рівнями опису процесу через безрозмірний коефіцієнт відносної глибини

$$\lambda = a / a_{кр}, \quad (6)$$

де a – фактична глибина розпушування.

Фізичний зміст коефіцієнта λ полягає в тому, що він одночасно визначає характер механічного руйнування масиву (фізико-механічний рівень) і частку поглинутої робочим органом енергії, що витрачається саме на утворення нових поверхонь руйнування (тріщин), а не на пластичне стиснення ґрунту без розушільнення.

Енергетичний баланс процесу можна представити як розподіл питомої енергоємності A_w (5) на дві складові:

$$A_w = A_f + A_c, \quad (7)$$

де A_f – – питома енергія, що витрачається на утворення нових поверхонь руйнування (корисна, з погляду подрібнення ґрунту, складова) [27]; A_c – питома енергія, що виражається в пластичному стисненні та терті без утворення нових поверхонь розриву монолітів.

Частку корисної складової зручно представити функцією відносної глибини

$$\psi(\lambda) = A_f / A_w, \quad (8)$$

для якої, виходячи з фізичного механізму зміни характеру руйнування при $\lambda = 1$ [7], запропоновано (як гіпотезу, що потребує подальшої експериментальної перевірки) часткову форму:

$$\psi(\lambda) = \psi_0, \text{ якщо } \lambda \leq 1; \quad \psi(\lambda) = \psi_0 \cdot \exp[-k \cdot (\lambda - 1)], \text{ якщо } \lambda > 1, \quad (9)$$

де ψ_0 – частка корисної енергії руйнування ґрунту за умов роботи в межах критичної глибини ($\lambda \leq 1$); $k > 0$ – емпіричний коефіцієнт затухання, що залежить від механічного складу й вологості ґрунту.

Якісно залежність (9) узгоджується з результатами польових досліджень чизельних плугів, за якими збільшення глибини обробітку супроводжується зниженням ступеня подрібнення ґрунту навіть за умови зростання загальної енергетичної ефективності переміщення його об'єму [28].

Оскільки інтенсивність переходів μ марківського процесу подрібнення визначається саме корисною складовою поглинутої енергії, природно прийняти пропорційний зв'язок

$$\mu(\lambda) = \mu_0 \cdot \frac{\psi(\lambda)}{\psi_0}, \quad (10)$$

де μ_0 – інтенсивність подрібнення ґрунту за роботи в межах критичної глибини.

Підставляючи (10) у відому з теорії марківських процесів подрібнення залежність імовірності досягнення граничної (агротехнічно прийнятної) фракції від інтенсивності й часу взаємодії τ робочого органу з елементом ґрунту, ступінь кришення можна представити узагальненою залежністю

$$K_n(\lambda) = K_{n\max} \cdot [1 - \exp(-\mu(\lambda) \cdot \tau)]. \quad (11)$$

Аналіз залежності (11) із урахуванням (9), (10) дозволяє пояснити, чому експериментально встановлений раціональний діапазон глибини комбінованих чизельних глибокорозпушувачів (32...42 см) не зміщується до максимально можливої глибини обробітку. Так при $\lambda \leq 1$ ($a \leq a_{кр}$) інтенсивність μ є максимальною й сталою,

тому ступінь кришення наближається до $K_{n\max}$ практично без подальшого зростання; при $\lambda > 1$ ($a > a_{кр}$) інтенсивність експоненційно спадає, що супроводжується різким зниженням ступеня кришення ґрунту при одночасному зростанні тягового опору (4). Отже, раціональна робоча глибина роботи комбінованого чизельного глибокорозпушувача теоретично відповідає області $\lambda \approx 1$, тобто роботі на глибині, близькій до критичної (але не більше неї) для конкретних ґрунтових умов і геометрії робочого органу, що й підтверджується експериментально встановленим діапазоном 32...42 см [4] для відповідних чизельних лап з боковими крилами. Кількісне визначення параметрів ψ_0 , k , μ_0 , τ для конкретних ґрунтово-кліматичних умов є завданням подальших експериментальних досліджень, зокрема із застосуванням методу дискретних елементів для прямого визначення питомої енергії A_f у загальній енергоємності процесу безполицевого обробітку ґрунту.

Узагальнення та порівняння з існуючими результатами досліджень.

Узагальнені параметри технологічної моделі глибокого розпушування, отримані на трьох розглянутих рівнях, та запропонована залежність (11), яка пов'язує ступінь кришення ґрунту із коефіцієнтом відносної глибини λ , зіставлені з опублікованими результатами досліджень у таблиці 1.

Таблиця 1 – Узагальнені параметри технологічної моделі глибокого розпушування ґрунту за даними існуючих досліджень

№	Джерело	Робочий орган / умови	Глибина, см	Тяговий / питомий опір	Ступінь кришення, %
1	Лещенко та ін. [4, 22]	Комбінований чизельний глибокорозпушувач (3 чизельні лапи + 2 зубчасті котки)	32...42	31...48 кН	70...75
2	Askari et al. [29]	12-лаповий чизельний плуг (пісок / суглинок / глина)	30	27...55 кН (3,3...6,5 Н/см ²)	58...68
3	He et al. [16]	Долотоподібний стояк із фасками, щільний супіщаний ґрунт	25...35	зменшення тягового опору на 8...15 %	60...69
4	Wang et al. [18]	Біонічний (цикадоподібний) глибокорозпушувач порівняно з класичним чизельним	25...35	опір нижчий на 17,7 %	вище на 17,4 %
5	Spoor, Godwin [7]	Жорсткі стояки;	25...45	мінімум питомого опору при $\lambda \leq 1$	65...72
6	Muhsin [28]	Чизельний плуг, суглинистий ґрунт; зростання глибини при сталій геометрії леза	10...30	питома енергія нижча на 19,9 %	до 50

Джерело: розроблено автором за матеріалами [4, 7, 16, 18, 22, 28, 29]

Порівняння показує, що, незважаючи на відмінності в конструкції досліджених робочих органів і ґрунтово-кліматичних умовах експериментів, кількісні результати закономірно групуються навколо запропонованих рівнів узагальненої моделі: глибина ефективного розпушення обмежена критичною глибиною й типово не перевищує 40...45 см; питомий тяговий опір чизельних робочих органів зростає при перевищенні критичної глибини й залежить переважно від механічного складу ґрунту; ступінь

кришення в межах 70...75 % досягається переважно за рахунок структурно-функціонального поєднання основних і додаткових робочих органів, а не лише за рахунок збільшення робочої швидкості чи глибини. Окремо підтверджується узгодженість запропонованої залежності (11) з відомим експериментальними даними зниження ступеня подрібнення ґрунту чизельними робочими органами при збільшенні глибини обробітку понад раціональні межі [28]. Доведено за моделлю (9), (11) таке зниження пояснюється не випадковим, а закономірним зменшенням частки корисної енергії $\psi(\lambda)$ у міру переходу робочого органу за критичну глибину обробітку. Це підтверджує методологічну доцільність розгляду технологічного процесу глибокого розпушування як трирівневої системи з аналітично узгодженими, а не розрізненими емпіричними рівнями опису.

Висновки. 1. Запропоновано узагальнену технологічну модель процесу глибокого розпушування ґрунту чизельними робочими органами у вигляді системної залежності $Y = f(X, Z, U)$, яка інтегрує фізико-механічний (руйнування ґрунтового масиву, критична глибина), енергетичний (тяговий опір, питома енергоємність) та структурно-функціональний (розподіл функцій між основними й додатковими робочими органами комбінованого знаряддя) рівні опису процесу.

2. Показано, що поняття критичної глибини розпушування є визначальним параметром фізико-механічного рівня моделі: робота чизельного робочого органу нижче критичної глибини є енергетично не вигідною, оскільки супроводжується переходом від підйомного механізму руйнування до стискаючого без пропорційного приросту ступеня розпушення.

3. В роботі запропоновано аналітичний зв'язок між критичною глибиною розпушування й інтенсивністю стохастичного марківського процесу подрібнення ґрунту через безрозмірний коефіцієнт відносної глибини $\lambda = \frac{a}{a_{кр}}$ та функцію частки корисної енергії $\psi(\lambda)$ (7)–(9). Отримана на цій основі залежність ступеня кришення від λ (вираз (11)) теоретично пояснює, чому раціональна робоча глибина перебуває в межах критичної глибини ($\lambda \approx 1$), а не наближається до максимально можливої, і узгоджується з відомим експериментальним фактом зниження ступеня подрібнення ґрунту чизельними знаряддями при перевищенні раціональної глибини обробітку.

4. Встановлено, що структурно-функціональний рівень моделі, який описує комбінування основних чизельних лап із додатковими робочими органами (зубчастими котками, додатковими деформаторами), дозволяє досягти ступеня кришення ґрунту 70...75 % за глибини розпушування 32...42 см, що відповідає теоретично передбаченій області $\lambda \approx 1$ та узгоджується з опублікованими результатами вітчизняних і закордонних експериментальних досліджень.

5. Перспективним напрямом подальших досліджень є експериментальне визначення параметрів ψ_0 , k , μ_0 , τ запропонованої моделі (9)–(11) для конкретних ґрунтово-кліматичних умов, а також цифрова верифікація узагальненої моделі методом дискретних елементів (DEM) для прямого обчислення необхідної енергії та уточнення функціональних залежностей критичної глибини й тягового опору від геометрії робочого органу.

Список літератури

1. Сало В., Лещенко С. Технічне забезпечення процесів глибокого розпушування ґрунту. *Пропозиція: український журнал з питань агробізнесу*. 2015. № 10. С. 122–124.

2. Leschenko S., Salo V., Petrenko D. Experimental estimate of the efficiency of basic tilling by chisel equipment in the conditions of soil . *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб.* 2014. Вип. 44 . С. 237-243.
3. Гуков Я.С. Обробіток ґрунту. Технологія і техніка . К., Нора-Принт, 1999. 275 с.
4. Лещенко С. М., Сало В. М., Петренко Д. І., Васильковський О. М., Мельниченко В. Дослідження впливу параметрів глибокорозпушувача та комбінації робочих органів на ефективність обробітку ґрунту. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб.* 2023. Вип. 53. С. 196–208. DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2023.53.196-208>.
5. Godwin R. J. A review of the effect of implement geometry on soil failure and implement forces. *Soil & Tillage Research*. 2007. Vol. 97, no. 2. P. 331–340. <https://doi.org/10.1016/j.still.2006.06.010>.
6. Spoor G. Alleviation of soil compaction: requirements, equipment and techniques. *Soil Use and Management*. 2006. Vol. 22, no. 2. P. 113–122. <https://doi.org/10.1111/j.1475-2743.2006.00015.x>.
7. Spoor G., Godwin R. J. An experimental investigation into the deep loosening of soil by rigid tines. *Journal of Agricultural Engineering Research*. 1978. Vol. 23, no. 3. P. 243–258. [https://doi.org/10.1016/0021-8634\(78\)90099-9](https://doi.org/10.1016/0021-8634(78)90099-9).
8. Шевченко І.А. Керування агрофізичним станом ґрунтового середовища К.: Видавничий дім «Вінніченко», 2016 . 320 с.
9. McKyes E. Soil Cutting and Tillage. Amsterdam : Elsevier Science Publishers, 1985. 218 p. (Developments in Agricultural Engineering, Vol. 7). [https://doi.org/10.1016/0167-1987\(86\)90470-8](https://doi.org/10.1016/0167-1987(86)90470-8).
10. Hetiaratchi D. R. P., Reece A. R. Symmetrical three-dimensional soil failure. *Journal of Terramechanics*. 1967. Vol. 4, no. 3. P. 45–67. [https://doi.org/10.1016/0022-4898\(67\)90126-7](https://doi.org/10.1016/0022-4898(67)90126-7).
11. Планування ґрунтообробних процесів на основі моделювання: монографія / А.Тригуба та ін. Варшава: 2020. 138 с.
12. Ветохін В.І., Панов А.І. Деякі тенденції розвитку конструкцій робочих органів для чизельно-полицевого обробітку ґрунту. *Техніко- технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України : Збірник наук. пр. Дослідницьке: УкрНДІПБТ ім. Л.Погорілого*, 2013, Вип. 17(31), Кн.1, С.92-98.
13. Godwin R. J., O'Dogherty M. J. Integrated soil tillage force prediction models. *Journal of Terramechanics*. 2007. Vol. 44, no. 1. P. 3–14. <https://doi.org/10.1016/j.jterra.2006.01.001>.
14. Stafford J.V. The performance of a rigid tine in relation to soil properties and speed. *Journal of Agricultural Engineering Research*. 1979. Vol. 24, no. 1. P. 41–56.
15. Tong J., Moayad B. Z. Effects of rake angle of chisel plough on soil cutting factors and power requirements: a computer simulation. *Soil & Tillage Research*. 2006. Vol. 88, no. 1–2. P. 55–64. <https://doi.org/10.1016/j.still.2005.04.007>.
16. He C., Guo Y., Guo X., Sang H. A mathematical model for predicting the draft force of shank-type tillage tine in a compacted sandy loam. *Soil & Tillage Research*. 2023. Vol. 228. Art. 105642. <https://doi.org/10.1016/j.still.2023.105642>.
17. Makange N. R., Ji C., Nyalala I., Sunusi I. I., Opiyo S. Prediction of precise subsoiling based on analytical method, discrete element simulation and experimental data from soil bin. *Scientific Reports*. 2021. Vol. 11. Art. 11082. <https://doi.org/10.1038/s41598-021-90682-w>.
18. Wang X., Du R., Geng L., Zhou H., Ji J. Performance evaluation of a cicada-inspired subsoiling tool using DEM simulations. *Biomimetics*. 2024. Vol. 9, no. 1. Art. 25. <https://doi.org/10.3390/biomimetics9010025>.
19. Azizi, A., Gilandeh, Y. A., Mesri-Gundoshmian, T., Saleh-Bigdeli, A. A., & Moghaddam, H. A. (2020). Classification of soil aggregates: A novel approach based on deep learning. *Soil and Tillage Research*, 199, 104586. <https://doi.org/10.1016/j.still.2020.104586>.
20. Лещенко С.М., Сало В.М., Петренко Д.І. Експериментальна оцінка якості роботи комбінованого чизеля з додатковими горизонтальними та вертикальними деформаторами . *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*. 2015. Вип. 156. Механізація сільського господарства . С. 25-34.
21. Лещенко С.М., Сало В.М., Петренко Д.І. Оцінка енергоємності глибокого обробітку ґрунту комбінованими чизельними глибокорозпушувачами . *Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація: зб. наук. пр. Кіровоградського нац. техн. ун-ту*. 2018. Вип. 31. С. 10–20. <https://doi.org/10.32515/2409-9392.2018.31.10-20>.
22. Лещенко С.М., Сало В.М., Васильковський О.М., Петренко Д.І. Визначення параметрів та ефективність роботи додаткових робочих органів глибокорозпушувачів. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб.* 2022. Вип. 52. С. 108-117. DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2022.52.108-117>

23. Гуков Я.С. Обґрунтування деяких параметрів розпушувачів ґрунту . *Механізація та електрифікація сільського господарства*. 2000. Вип. 83. С.84-88.
24. Корабельський В.І. Розробка серповидної стойки асиметричного чизеля / В.І. Корабельський, А.В. Спірін, І.М. Ковальова . *Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: Технічні науки*. 2011. Вип. 6. С. 72-75. URL: <http://repository.vsau.org/getfile.php/3502.pdf>
25. Ковбаса В.П. Механіко-технологічні основи взаємодії робочих органів з ґрунтом: монографія. Київ, 2016. 298 с.
26. Кобець А.С., Волик Б.А., Пугач А.М.. Ґрунтообробні машини: теорія, конструкція, розрахунок: монографія . Дніпропетровськ: Вид-во «Свидлер А.Л.», 2011. 140 с.
27. Bateman H. P., Naik M. P., Yoeberger R. R. Energy required to pulverize soil at different degrees of compaction. *Journal of Agricultural Engineering Research*. 1965. Vol. 10, no. 2. P. 132–141. [https://doi.org/10.1016/0021-8634\(65\)90062-4](https://doi.org/10.1016/0021-8634(65)90062-4).
28. Muhsin S. J. Determination of energy requirements, plowed soil volume rate and soil pulverization ratio of chisel plow under various operating conditions. *Basrah Journal of Agricultural Sciences*. 2017. Vol. 30, no. 1. P. 73–84. <https://doi.org/10.37077/25200860.2017.24>.
29. Askari M., Khalifahamzehghasem S. Draft force inputs for primary and secondary tillage implements in a clay loam soil. *World Applied Sciences Journal*. 2013. Vol. 21, no. 12. P. 1789–1794.

Referencis

1. Salo, V. & Leshchenko, S. (2015). Technical support of the processes of deep loosening of the soil. *Propozytsiia: ukraïnskyi zhurnal z pytan ahrobiznesu*, 10, 122–124 [in Ukrainian].
2. Leschenko, S., Salo, V., & Petrenko, D. (2014). Experimental estimate of the efficiency of basic tilling by chisel equipment in the conditions of soil. *Konstruiuvannia, vyrobnytstvo ta ekspluatatsiia silskohospodarskykh mashyn*, 44, 237–243 [in English].
3. Hukov Ya.S. (1999). *Tillage of the soil. Technology and equipment*. K., Nora-Prynt. [in Ukrainian].
4. Leshchenko, S.M., Salo, V.M., Petrenko, D.I., Vasylovskiy, O.M., & Melnychenko, V. (2023). Research on the influence of deep tiller parameters and combination of operating parts on soil cultivation efficiency. *Konstruiuvannia, vyrobnytstvo ta ekspluatatsiia silskohospodarskykh mashyn*, 53, 196–208. <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2023.53.196-208> [in Ukrainian].
5. Godwin, R.J. (2007). A review of the effect of implement geometry on soil failure and implement forces. *Soil & Tillage Research*, 97(2), 331–340. <https://doi.org/10.1016/j.still.2006.06.010>. [in English].
6. Spoor, G. (2006). Alleviation of soil compaction: requirements, equipment and techniques. *Soil Use and Management*, 22(2), 113–122. <https://doi.org/10.1111/j.1475-2743.2006.00015.x>. [in English].
7. Spoor, G. & Godwin, R.J. (1978). An experimental investigation into the deep loosening of soil by rigid tines. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 23(3), 243–258. [https://doi.org/10.1016/0021-8634\(78\)90099-9](https://doi.org/10.1016/0021-8634(78)90099-9). [in English].
8. Shevchenko I.A. (2016). *Management of Agrophysical Condition of Soil Environment*. K.: Vidavnychij dim «Vinichenko» [in Ukrainian].
9. McKyes, E. (1985). Soil Cutting and Tillage. *Developments in Agricultural Engineering*, Vol. 7. *Amsterdam: Elsevier Science Publishers* 218 pp. [https://doi.org/10.1016/0167-1987\(86\)90470-8](https://doi.org/10.1016/0167-1987(86)90470-8). [in English].
10. Hettiaratchi, D.R.P. & Reece, A.R. (1967). Symmetrical three-dimensional soil failure. *Journal of Terramechanics*, 4(3), 45–67. [https://doi.org/10.1016/0022-4898\(67\)90126-7](https://doi.org/10.1016/0022-4898(67)90126-7). [in English].
11. Tryhuba A., Hutsol T., Mudryk K., Nurek T., Golebiewski J., Lub P., Glowacki S., Sharybura A.O., Tryhuba I., Kucher O., Mykhailova L., Rud A. (2020). Planning of soil-based processes based on modeling. Monograph. Warszawa. (138 p.) [in Ukrainian].
12. Vetokhin, V. I., & Panov, A. I. (2013). *Some trends in the development of working bodies designs for chisel-plow tillage. Tekhniko- tekhnologichni aspekty rozvytku ta vyprovuvannya novoyi tekhniki i tekhnologiy dlya sil's'koho hospodarstva Ukrayiny* : Zbirnyk nauk. pr., 17(31), Book 1, 92-98. [in Ukrainian].
13. Godwin, R.J. & O'Dogherty, M.J. (2007). Integrated soil tillage force prediction models. *Journal of Terramechanics*, 44(1), 3–14. <https://doi.org/10.1016/j.jterra.2006.01.001>. [in English].
14. Stafford, J.V. (1979). The performance of a rigid tine in relation to soil properties and speed . *Journal of Agricultural Engineering Research*. 24(1): P 41-56. [in English].

15. Tong, J. & Moayad, B.Z. (2006). Effects of rake angle of chisel plough on soil cutting factors and power requirements: a computer simulation. *Soil & Tillage Research*, 88(1-2), 55–64. <https://doi.org/10.1016/j.still.2005.04.007>. [in English].
16. He, C., Guo, Y., Guo, X., & Sang, H. (2023). A mathematical model for predicting the draft force of shank-type tillage tine in a compacted sandy loam. *Soil & Tillage Research*, 228, 105642. <https://doi.org/10.1016/j.still.2023.105642>. [in English].
17. Makange, N.R., Ji, C., Nyalala, I., Sunusi, I.I., & Opiyo, S. (2021). Prediction of precise subsoiling based on analytical method, discrete element simulation and experimental data from soil bin. *Scientific Reports*, 11, 11082. <https://doi.org/10.1038/s41598-021-90682-w>. [in English].
18. Wang, X., Du, R., Geng, L., Zhou, H., & Ji, J. (2024). Performance evaluation of a cicada-inspired subsoiling tool using DEM simulations. *Biomimetics*, 9(1), 25. <https://doi.org/10.3390/biomimetics9010025>. [in English].
19. Azizi, A., Gilandeh, Y. A., Mesri-Gundoshmian, T., Saleh-Bigdeli, A. A., & Moghaddam, H. A. (2020). Classification of soil aggregates: A novel approach based on deep learning. *Soil and Tillage Research*, 199, 104586. <https://doi.org/10.1016/j.still.2020.104586> [in English].
20. Leshchenko S.M., Salo V.M., Petrenko D.I. (2015). Experimental assessment of the quality of work of a combined chisel with additional horizontal and vertical deformers. *Visnyk Kharkivskoho natsionalnoho tekhnichnoho universytetu silskoho hospodarstva imeni Petra Vasylenka*, 156. Mekhanizatsiia silskoho hospodarstva, 25-34. [in Ukrainian].
21. Leshchenko S.M., Salo V.M., Petrenko D.I. (2018). Assessment of energy intensity of deep cultivation of soil by combined chisel deep tillers. *Zbirnyk naukovykh prats Tsentralnoukrainskoho natsionalnoho tekhnichnoho universytetu. Tekhnika v silskohospodarskomu vyrobnytstvi, haluzeve mashynobuduvannia, avtomatyzatsiia*, 31, 10–20. <https://doi.org/10.32515/2409-9392.2018.31.10-20>. [in Ukrainian].
22. Leshchenko S.M., Salo V.M., Vasylovskiy O.M., Petrenko D.I. (2022). Determination of parameters and efficiency of additional operating parts of deep tillers. *Konstruiuvannia, vyrobnytstvo ta ekspluatatsiia silskohospodarskykh mashyn. Zahalnodержавnyi mizhvidomchyi nauko-tekhnichniy zbirnyk*, 52, 108–117. DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2022.52.108-117> [in Ukrainian].
23. Hukov Ya.S. (2000). Justification of some parameters of soil looseners. *Mekhanizatsiia ta elektrifikatsiia silskoho hospodarstva*, 83, 84–88. [in Ukrainian].
24. Korabelskiy V.I., Spirin A.V., Kovalova I.M. (2011). Development of a sickle-shaped rack of an asymmetric chisel. *Zbirnyk naukovykh prats Vinnytskoho natsionalnoho ahrarnoho universytetu. Seriia: Tekhnichni nauky*, 6, 72–75. URL: <http://repository.vsau.org/getfile.php/3502.pdf> [in Ukrainian].
25. Kovbasa, V.P. (2016). *Mechanical and technological principles of interaction between working bodies and soil*. Monograph. (298 p.). Kyiv. [in Ukrainian].
26. Kobets, A.S., Volyk, B.A., & Puhach, A.M. (2011). *Soil cultivation machines: Theory, design, calculation*. Monograph. (140 p.). Dnipropetrovsk :Svydler A.L. [in Ukrainian].
27. Bateman, H.P., Naik, M.P., & Yoerger, R.R. (1965). Energy required to pulverize soil at different degrees of compaction. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 10(2), 132–141. [https://doi.org/10.1016/0021-8634\(65\)90062-4](https://doi.org/10.1016/0021-8634(65)90062-4). [in English].
28. Muhsin, S.J. (2017). Determination of energy requirements, plowed soil volume rate and soil pulverization ratio of chisel plow under various operating conditions. *Basrah Journal of Agricultural Sciences*, 30(1), 73–84. <https://doi.org/10.37077/25200860.2017.24>. [in English].
29. Askari, M. & Khalifahamzehghasem, S. (2013). Draft force inputs for primary and secondary tillage implements in a clay loam soil. *World Applied Sciences Journal*, 21(12), 1789–1794. [in English].

Serhii Leshchenko, Assoc. Prof., PhD tech. sci.

Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine

Technological Model of Deep Soil Loosening

In modern cropping systems, the operation of heavy agricultural machinery leads to subsoil compaction, which restricts root system development and soil aeration. To restore soil properties, deep loosening with chisel shanks is applied; however, this process significantly differs from conventional plowing due to the existence of a critical depth and high energy intensity. Until now, the lack of a formalized model integrating soil failure mechanisms, draft resistance, and implement parameters into a unified system has remained an unresolved problem. The aim of this study is to develop and theoretically substantiate a generalized technological model of the deep loosening process that integrates the physico-mechanical, energetic, and structural-functional levels of interaction for the design of combined subsoilers.

The study employs a multi-level "input-process-output" system model and the mathematical apparatus of stochastic Markov processes to describe the fragmentation of soil aggregates. The main result of this work is

the establishment of an analytical relationship between the critical loosening depth (a force parameter) and the intensity of soil fragmentation (a quality indicator) via a dimensionless relative depth coefficient and a useful energy fraction function. The theoretical significance of the model lies in the scientific explanation of why the rational tillage depth should lie within the critical range: exceeding it exponentially decreases the fraction of useful energy and degrades soil fragmentation. The practical value is derived from the possibility of engineering justification for the parameters of combined chisel plows which, due to additional rollers, ensure a high degree of fragmentation (70...75%) at a rational depth of 32...42 cm.

Based on the research results, it is concluded that the critical depth is the primary parameter of the model, as operating below this threshold is energetically inefficient and leads to soil mass compaction instead of loosening. It is demonstrated that high tillage quality is achieved specifically through the structural and functional integration of the main shares (for macro-fracturing) and additional working tools (for subsequent pulverization). The proposed generalized model is validated by comparison with existing experimental data and establishes a foundation for further digital verification of the working tools' parameters using the discrete element method (DEM).

chisel shank, deep soil loosening, technological model, critical depth, draft resistance, degree of soil fragmentation

Одержано (Received) 15.06.2026

Прорецензовано (Reviewed) 19.06.2026

Прийнято до друку (Approved) 22.06.2026

УДК 631.348:633

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2026.56.198-208>

А.О. Михайлов

*Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне,
Україна*

e-mail: a.o.mykhailov@nuwm.edu.ua

Дослідження розпилювачів роботизованої платформи для обприскування бур'янів

Метою роботи є експериментальне дослідження процесу краплеутворення з ціллю вибору типу розпилювача для розробленої роботизованої платформи для передпосівного обприскування бур'янів. У роботі викладено результати експериментальних досліджень показників роботи розпилювачів (форсунок) щільних. Досліджено промислові форсунки та запропоновану автором і виготовлену з використанням 3D друку форсунку з додатковою круглою вставкою, яка містить виконані під кутом до осі форсунки розподільними каналами. Дослідження проведено згідно ДСТУ ISO 5682-1:2019.

розпилювання, форсунки, дослідження, гербіциди, знищення бур'янів

Постановка проблеми. Підготовлення ґрунтів, особливо у степовій зоні, під висів культур включає передпосівне обробляння гербіцидами. Обробляння гербіцидами до посіву забезпечує їхнє знищення, навіть без використання дорогих страхових гербіцидів селективної дії.

Такий обробіток дозволяє знищити небажану рослинність, яка з перших днів висіву культурних рослин буде негативно впливати на її зростання. Такий вплив пояснюється наявністю у бур'янів, що сходять раніше, більш потужного коріння, яке притягує вологу й забирає її у культурних слабких сходів. Бур'яни забирають не лише вологу, а й поживні речовини, тим самим послаблюючи молоді сходи культурних рослин.

© А.О. Михайлов, 2026

Строки внесення гербіцидів перед посівними роботами обумовлюються властивостями бур'янів і культурних рослин, які планується висаджувати. Також слід враховувати характеристики самих гербіцидів, спектр їхньої дії.

Разом із тим значну роль відіграють засоби механізації, які застосовуються для виконання технологічної операції обприскування та їхнє налагодження. Як відомо з літератури [1] значний вплив на якісні показники процесу обробітку має висота встановлення розпилювачів, характеристики форсунок тощо.

Тому забезпечення високих агротехнічних показників процесу знищення бур'янів потребує додаткових науково – практичних досліджень із метою удосконалення методик внесення гербіцидів і технічних засобів для їхнього запровадження.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Процес обприскування залежить від багатьох факторів. Дослідники значну увагу приділяють вивченню роботи форсунок розпилювачів і впливу їхньої роботи на показники роботи обприскувачів.

Зокрема в роботі [2] авторами висунуто гіпотезу щодо впливу налаштувань обприскувачів на якість покриття гербіцидами та ефективність знищення бур'янів. Авторами експериментальним шляхом досліджено різні типи форсунок і висоти штанги на якість процесу обприскування.

Встановлено, що тип форсунки, кількість активованих форсунок, їхня орієнтація, висота штанги та вітрові умови суттєво впливають на охоплення обприскуванням потрібних ділянок та ефективність боротьби з бур'янами.

У роботі [3] авторами також приділена увага дослідженню впливу форсунок на показники якості процесу розпилення гербіцидів. Досліджено вплив тиску у форсунках на осадження гербіциду на рослинах та явище дрейфу крапель рідини. Експериментальним шляхом встановлено вплив положення форсунок на неоднорідність розподілу розмірів крапель у сільськогосподарських обприскувачах. Також доведено, що збільшення тиску розпилювальної рідини в порожнині форсунок не тільки призводить до більш дрібного розпилення, але й збільшує швидкість крапель, що залишають область формування розпилення.

Однак у роботі розглядався вплив тиску на розмір крапель лише для певної конструкції форсунок. Прояв явища дрейфу крапель залежить й від швидкості з якою краплі вилітають із сопла, а вона може змінюватись із зміною конструктивного виконання форсунки. Тому робити однозначний висновок, що за збільшення тиску зростає дрейф й погіршується осідання крапель гербіциду на рослини не можна.

Це доводять автори роботи [4], де викладено результати досліджень впливу розміру крапель розпилення, як значущого фактору, на процес покриття рослин, ефективність дії гербіциду та дрейф. Авторами відмічено, що значна кількість дослідників [5, 6, 7] доводять, що обприскування з використанням дрібних крапель зазвичай пов'язане з вищим рівнем осадження розпилення та кращим утриманням на бур'янах порівняно з більшими краплями. Але в процесі експериментальних досліджень встановлено, що за інших різних умов (висота встановлення форсунок, тиск в системі) на осадження крапель все ж найбільшим чином впливає вид форсунки. Як приклад наведено форсунку ТТ1 яка при тому ж значенні тиску дає надвеликі краплі й відповідно значно менше осадження їх на рослинах.

Проте деякі дослідники виявили, що подальше збільшення тиску не призводить до закономірного збільшення дрейфу і, навіть, може призвести до зменшення дрейфу при високому тиску через домінування ефекту швидкості крапель.

Ефективне утримання крапель на рослинах не можна розглядати лише як результат вірного підбору форсунок, їхньої кількості та тиску в системі. Характеристики утримання крапель на рослинах залежать також від виду бур'янів та

біотипів, і на них можуть впливати такі фактори, як розмір крапель, швидкість руху та допоміжні речовини. Це доводять роботи [8, 9, 10].

Зокрема результати досліджень процесу осідання крапель різної величини на різних рослинах., викладені в роботі [10], доводять, що утримання дрібних і крупних крапель на листях рослин лихохвосту різнилось на 40%, а при розпилі гербіциду на щиріцю розмір крапель практично не вплинув на їхнє утримання. Автори припустили, що на утримання крапель впливають характеристики рослини, зокрема здатність до змочування листя, наявність на листях кристалів воску та трихом.

Авторами [10] також встановлено, що розмір крапель не впливає на ефективність осадження й утримання за умови застосування контактного гербіциду.

У світі постійно спостерігається зростання об'ємів внесення гербіцидів (пестицидів), що призводить до зростання їхнього розповсюдження поза цільовою зоною [11]. Виробники пестицидів надають споживачам рекомендації щодо обмежень застосування їхньої продукції поблизу води та житлових районів. Також надаються рекомендації щодо оптимального розміру крапель задля зменшення дрейфу [12].

Однак дрейф крапель не можна розглядати лише як негативне явище. Зменшення дрейфу призводить до втрати ефективності впливу гербіцидів на бур'яни. Зменшенню дрейфу, як доводять результати досліджень [12], крім конструкції форсунок сприяють ще багато факторів: концентрація допоміжних речовин, вид гербіциду.

Ще один напрямок, який розглядається у чинних дослідженнях, спрямованих на вивчення процесу внесення гербіцидів і технічних засобів для його реалізації – екологічний.

Так авторами роботи [13] викладено результати польових випробувань, спрямованих на оцінювання ефективності двох видів обприскування – роботизованого точкове обприскування та обприскування з використанням обприскувача.

Встановлено, що точкове обприскування зменшило використання гербіцидів до 65%. Також авторами було досліджено якість води стоку через три-шість днів після обприскування. Встановлено зниження середньої концентрації та середнього навантаження гербіцидів на 39% та 54% відповідно порівняно з розкидним обприскуванням. Дослідження довели, що застосування роботизованого точкового обприскування зменшує використання гербіцидів та забезпечує стійке покращення якості води.

Перспективність запровадження робототехнічних засобів для здійснення технолічних операцій внесення гербіцидів доведена авторами робіт [14, 15].

Авторами [14] розглянуто нові технологічні рішення у боротьбі з бур'янами з використанням роботів Том, Дік та Гаррі, які були розроблені компанією Small Robot Company (рис. 1). Роботи знищують бур'яни перед посадкою насіння та забезпечують мінімальне використання хімікатів та важкої техніки.



Рисунок 1 – Роботи для знищення бур'янів шляхом внесення гербіцидів Том і Дік
Джерело: [14]

За рахунок використання датчиків, систем зору роботи мають здатність автономно ідентифікувати та розрізняти сільськогосподарські культури та бур'яни. Вони використовують алгоритми машинного навчання для прийняття рішень у режимі реального часу, що дозволяє скоротити потребу в ручній праці та значно підвищити точність ідентифікації бур'янів. Роботи з вносять гербіциди лише там, де це необхідно.

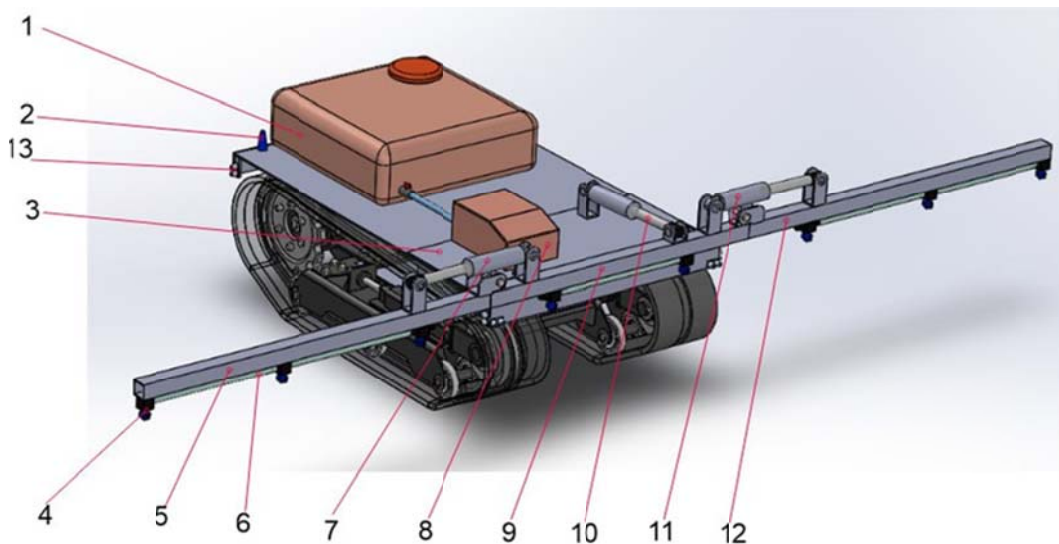
Внесення гербіциду лише на конкретні бур'яни є корисним для навколишнього середовища. Точне внесення також дозволяє сільськогосподарським виробникам ефективно керувати своїми ресурсами.

Аналіз чинних досліджень доводить, що розроблення та запровадження нових технологічних і технічних рішень для боротьби з бур'янами, які спрямовано на бережне використання природних ресурсів, є актуальним напрямком.

Постановка завдання. Метою роботи є експериментальне дослідження процесу крапле утворення з ціллю вибору типу розпилювача для розробленої роботизованої платформи для передпосівного обприскування бур'янів.

Виклад основного матеріалу. На даний час нами розроблено роботизовану платформу із обладнанням, яке призначено для передпосівного оброблення полів на малих і середніх фермерських господарствах і обприскування рослин у теплицях. На рис. 2 подано 3D модель роботизованої платформи. Аналіз літературних джерел довів важливість і актуальність досліджень процесу розпилювання гербіциду з метою встановлення основних його характеристик. Нам необхідно обрати раціональний тип розпилювача для оснащення штанги робота. Відомо, що основними характеристиками за якими можна оцінити розпилювач є розмір крапель, площа внесення, кут розпилювання.

З метою вибору розпилювачів (форсунок) для запропонованої моделі роботизованої платформи проведено ряд експериментальних досліджень. Дослідження проводили в лабораторії кафедри агроінженерії Національного університету водного господарства та природокористування. З цією метою використано стенд (рис. 3), компоненти якого відповідають вимогам ДСТУ ISO 5682-1:2019 [16].



1-бак, 2-CRRA антена, 3-платформа, 4 – щілинні форсунки, 5-штанга права, 6-трубопровід, 7-актуатор, 8-насосна станція з модулем керування, 9- траверса, 10-актуатор керування штангами, 11-актуатор керування лівою штангою, 12-штанга ліва, 13-датчик відстані, smart камера розпізнавання об'єкту обробітку

Рисунок 2 – Модель роботизованої платформи з обладнанням для обприскування
Джерело: розробка кафедри агроінженерії НУВГП



Рисунок 3 – Стенд для досліджень

Джерело: обладнання кафедри агроінженерії НУБГП та [16]

Досліди проводили з використанням промислових щілинних розпилювачів (рис. 4).



Рисунок 4 – Щілинні промислові форсунки

Для досліджень додатково виготовили методом 3D друку форсунку збірної конструкції з метою вставляння в її порожнину кільця з отворами для розосередження потоку рідини. Такі форсунки у порожнині яких відбувається розділення потоків подавання рідини або газу зустрічаються у хімічній промисловості для оснащення скрубєрів [17]. На рис. 5 подано модель виготовленої форсунки.

Кругла вставка містить отвори, які забезпечують розділення потоку рідини на окремі дрібні цівки, які поступають у напрямку виходу з щілиного розпилювача (форсунки). Вставка містить по діаметру чотири отвори (роздільні канали) особливою властивістю яких є нахил їхніх поздовжніх осей до горизонтальної поверхні. За наявності таких розподільних каналів ми отримаємо ефект монодисперсного розпилювання [17]. Кут нахилу каналу для виготовленої форсунки обрано 30° .

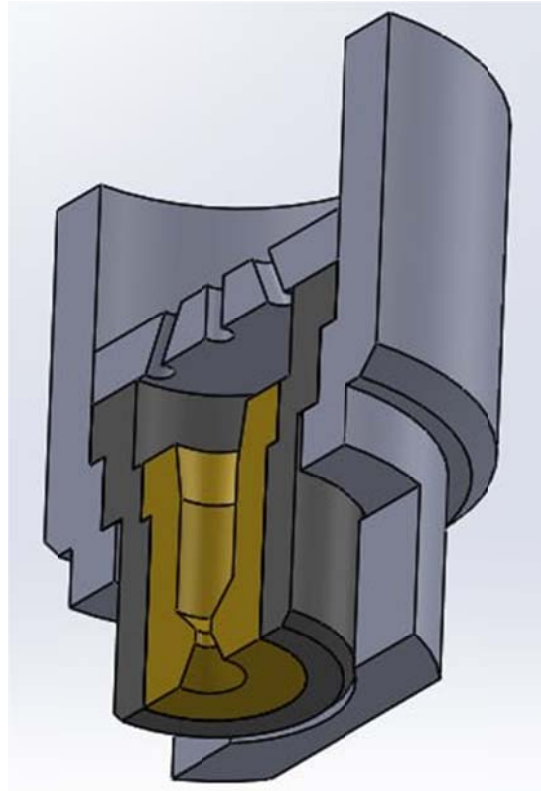
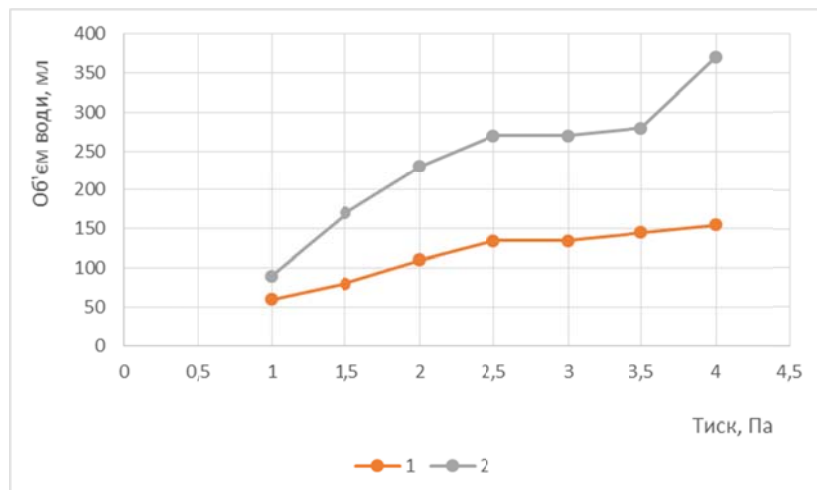


Рисунок 5 - Форсунка з додатковою вкладкою

Джерело: розроблено автором

Для проведення досліджень використано методики, викладені у ДСТУ ISO 5682-1:2019 [16].

Оцінювання об'єму витраченої рідини. Експеримент проводили наступним чином. Форсунки кріпили до труби подачі води і вмикали воду. Через 5 секунд подачу води припиняли й фіксували об'єм рідини, яка стікала в ємність під лотком пристрою. Отримані результати подано на рис. 6.



1 – промислова модель форсунки, 2- виготовлена модель

Рисунок 6 - Об'єм витраченої рідини

Джерело: розроблено автором

З рис. 6 бачимо, що застосування форсунки зі вставкою, що містить розподілені канали, приводить до зростання об'єму витраченої рідини. Причому витрати залежать від тиску в системі.

Зростання тиску приводить до збільшення об'єму рідини. Зі зростанням тиску також збільшується різниця об'ємів витраченої рідини для двох типів форсунок, що підлягали дослідженню. Так за умови що тиск становить 1 Мпа об'єм витраченої рідини для виготовленої форсунки зростає на 50%; за тиску 2 мПа зростання становить 53,4%; за тиску 4 мПа – 58,1%.

Оцінювання кута розпилювання. Для дослідження використано устаткування (рис.2), відеокамеру Sony Action. Досліди проводили відповідно до методики, викладеної в [16] насадки встановлювали вертикально над ребрами лотків стенду. З використанням отриманих розкадровок відео ми заміряли кут розпилення згідно рис. 7.

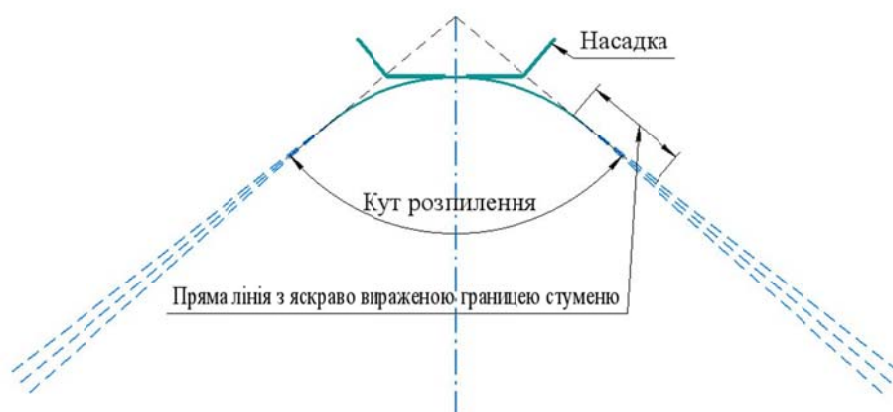


Рисунок 7 – Схема вимірювання кута розпилювання

Джерело: ДСТУ ISO 5682-1:2019 [16]

Отримані результати наведено в таблиці 1.

Висота розташування форсунки, м	Кут розпилювання, гад (середнє значення)	
	Форсунка промислова (червона)	Виготовлена форсунка
0,3	95	100
0,5	110	120
1,0	115	120

Отримані дані корелюються з результатами, наведеними в чинних літературних джерелах й доводять прямий кореляційний зв'язок між висотою встановлення розпилювача (форсунки) над поверхнею поля.

Аналіз кількості крапель. Для порівняння роботи форсунок за кількістю крапель виконано наступне дослідження. Під форсунку підкладали папір щільний, оброблений воском (поверхня стенду під папером застелялась плівкою).

На фільтрувальному папері чітко відображались краплі рідини (рис. 8), які можна було порахувати та оцінити їхній розмір.

Поверхню, на яку падали краплі, розбивали на окремі площадки площею один квадратний сантиметр.

Краплі розглядалися на окремих ділянках шляхом поступового переміщення мікроскопу марки Digital, який дозволяє робити фотографії. Використовуючі фотографії проводили підрахунок крапель і визначали їхні розміри.



Рисунок 8 – Відбитки крапель вокулярі мікроскопу Digital Microscope

Джерело: розроблено автором

Краплі відповідно до [16] розділяли на класи за розміром: R_{max} максимальним, R_{min} мінімальним та середнім

$$R_s = \frac{R_{max} - R_{min}}{2} \quad (1)$$

Після додавання всіх крапель за розмірами визначали щільність покриття поверхні рідиною

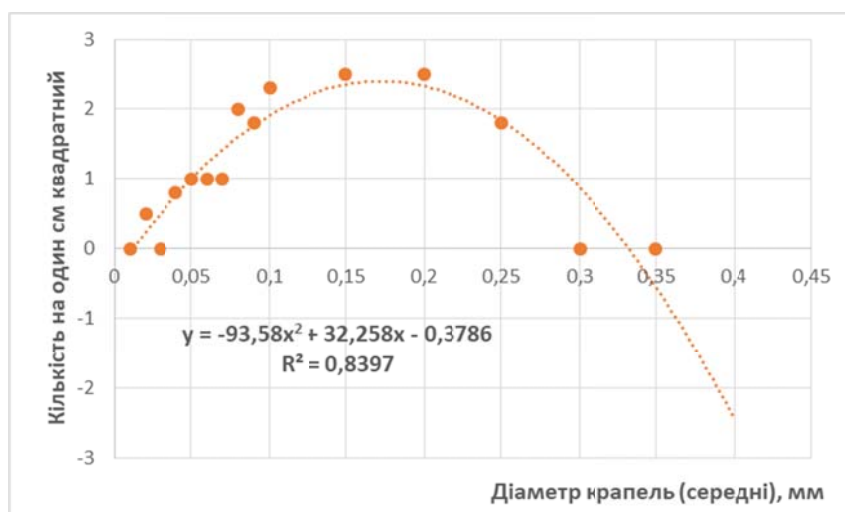
$$\rho_l = \frac{\Sigma \cdot 10^8}{K}, \quad (2)$$

де K – повна поверхня, що підлягала аналізу; Σ – сумарна кількість крапель певного класу.

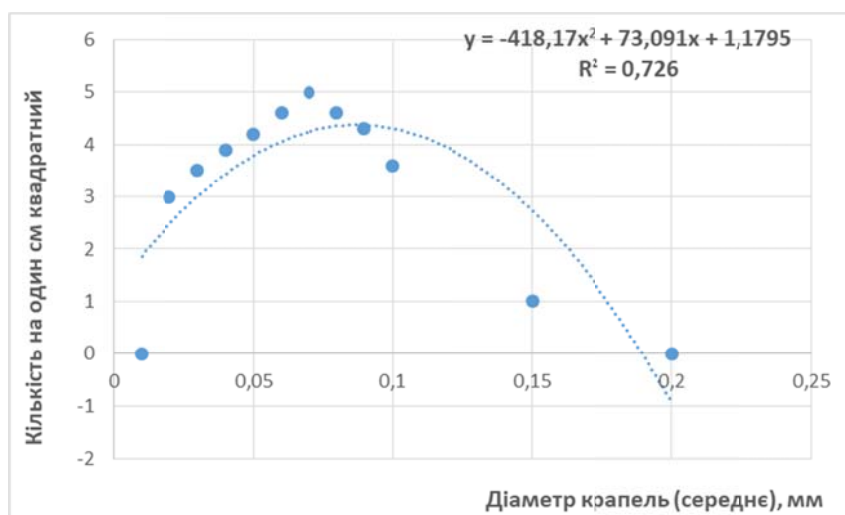
На рис. 9 подано графік розподілу кількості крапель за їхнім класом за результатами дослідів, виконаних із промисловою форсункою та виготовленою нами.

Бачимо, що використання форсунки зі вставкою забезпечило створення більш дрібних крапель. Можна припустити, що такий розпил забезпечить високі якісні показники процесу знищення бур'янів, що пояснюється тим, що дрібні краплі не зісковзують із листків і формують більшу площу покриття.

Слід зауважити, що для більш глибокого аналізу слід провести всі вище означені досліді змінюючи наступні характеристики: тиск у системі, висоту розміщення форсунок над горизонтальною площиною, діаметр пропускних отворів у розпилювача зі вставкою, кут нахилу осі отворів до горизонтальної площини.



а



б

а-форсунка промислова, б- виготовлена модель форсунки

Рисунок 9 – Розсіювання крапель по поверхні паперу

Джерело: розроблено автором із урахуванням [16]

Висновок. Таким чином викладені результати експериментальних досліджень довели перспективність запропонованої конструкції розпилювача (форсунки) для її використання у складі роботизованої платформи для знищення бур'янів. Використання форсунок із додатковими вставками дозволяє отримати дрібнодисперсне розпилювання рідини й тим самим збільшити площу покриття листя бур'янів. Подальші дослідження будуть виконуватись у польових умовах з метою оцінювання ефективності процесу розпилу гербіцидів.

Список літератури

1. Gleason, F. H., Marano, A. V., Johnson, P., & Martin, W. W. (2010). Blastocladian parasites of invertebrates. *Fungal Biology Reviews*, 24(1–2), 56–67. <https://doi.org/10.1016/j.fbr.2010.03.004>
2. Ugljic, Z., Mobli, A., DeWerff, R., & Werle, R. (2022). Targeted herbicide spraying systems: Role of nozzle type, number of nozzle activation, nozzle orientation, and boom height on spray coverage and weed control. *Pest Management Science*, 82(6), 5216–5224. <https://doi.org/10.1002/ps.70629>

3. Chethan, C. R., Singh, P. K., Dubey, R. P., Singhariya, S., & Choudhary, V. K. (2019). Herbicide application in agriculture: Nozzle selection and effective application. *Indian Farming*, 68(12).
4. Prado, E. P., Guerreiro, J. C., Ferreira-Filho, P. J., do Nascimento, V., Ferrari, S., Galindo, F. S., Funichello, M., Raetano, C. G., Pagliari, P. H., Chechetto, R. G., & Rodrigues Neto, A. D. (2024). Performance of spray nozzles and droplet size on glufosinate deposition and weed biological efficacy. *Crop Protection*, 177, 106560. <https://doi.org/10.1016/j.cropro.2023.106560>
5. Byer, K. N., Peng, G., Wolf, T. M., & Caldwell, B. C. (2006). Spray retention and its effect on weed control by mycoherbicides. *Biological Control*, 37(3), 307–313.
6. Byer, K. N., Peng, G., Wolf, T. M., & Caldwell, B. C. (2006). Spray retention for liquid and mycoherbicide inoculum in three weed-biocontrol systems. *Biocontrol Science and Technology*, 16, 815–823.
7. Knoche, M. (1994). Effect of droplet size and carrier volume on performance of foliage-applied herbicides. *Crop Protection*, 13(3), 163–178. [https://doi.org/10.1016/0261-2194\(94\)90075-2](https://doi.org/10.1016/0261-2194(94)90075-2)
8. Feng, P. C. C., Chiu, T., Sammons, R. D., & Ryerse, J. S. (2003). Droplet size affects glyphosate retention, absorption, and translocation in corn. *Weed Science*, 51(3), 443–448. [https://doi.org/10.1614/0043-1745\(2003\)051\[0443:DSAGRA\]2.0.CO;2](https://doi.org/10.1614/0043-1745(2003)051[0443:DSAGRA]2.0.CO;2)
9. Oliveira, O. G. T. M., Lopes, P. R. M., Raetano, C. G., & Prado, E. P. (2021). Influence of droplet size on spray deposition and weed control using glyphosate. *Engenharia Agrícola*, 41(4), 449–457. <https://doi.org/10.1590/1809-4430-eng.agric.v41n4p449-457/2021>
10. Byer, K. N., Peng, G., Wolf, T. M., & Caldwell, B. C. (2006). Spray retention and its effect on weed control by mycoherbicides. *Biological Control*, 37(3), 307–313. <https://doi.org/10.1016/j.biocontrol.2005.12.002>
11. Hewitt, A. J., Johnson, D. R., Fish, J. D., Hermansky, C. G., & Valcore, D. L. (2002). Development of the Spray Drift Task Force database for aerial applications. *Environmental Toxicology and Chemistry*, 21(3), 648–658. <https://doi.org/10.1002/etc.5620210326>
12. Lafferty, C. L., & Tian, L. F. (2001). The impacts of pre-orifice and air-inlet design features on nozzle performance. *Proceedings of the ASAE Annual International Meeting*.
13. Azghadi, M. R., Olsen, A., Wood, J., Saleh, A., Calvert, B., Granshaw, T., Fillols, E., & Philippa, B. (2025). Precision robotic spot-spraying: Reducing herbicide use and enhancing environmental outcomes in sugarcane. *Computers and Electronics in Agriculture*, 235, 110365. <https://doi.org/10.1016/j.compag.2025.110365>
14. Zhang, W., Miao, Z., Li, N., He, C., & Sun, T. (2022). Review of current robotic approaches for precision weed management. *Current Robotics Reports*, 3(3), 139–151. <https://doi.org/10.1007/s43154-022-00086-5>
15. McCool, C., Beattie, J., Firn, J., Lehnert, C., Kulk, J., Bawden, O., et al. (2018). Efficacy of mechanical weeding tools: A study into alternative weed management strategies enabled by robotics. *IEEE Robotics and Automation Letters*, 3(2), 1184–1190. <https://doi.org/10.1109/LRA.2018.2794619>
16. Державний стандарт України (2019). ДСТУ ISO 5682-1:2019 (ISO 5682-1:2017, IDT). Устаткування для захисту рослин. Обприскувальне обладнання. Ч. 1: Методи випробування форсунок обприскувача. Київ, Україна: ДП «УкрНДНЦ».
17. Столяренко, Г. С. (2023). Редокс-системи та використання кисневмісних радикалів. Вертикаль.

References

1. Gleason, F. H., Marano, A. V., Johnson, P., & Martin, W. W. (2010). Blastocladian parasites of invertebrates. *Fungal Biology Reviews*, 24(1–2), 56–67. <https://doi.org/10.1016/j.fbr.2010.03.004>
2. Ugljic, Z., Mobli, A., DeWerff, R., & Werle, R. (2022). Targeted herbicide spraying systems: Role of nozzle type, number of nozzle activation, nozzle orientation, and boom height on spray coverage and weed control. *Pest Management Science*, 82(6), 5216–5224. <https://doi.org/10.1002/ps.70629>
3. Chethan, C. R., Singh, P. K., Dubey, R. P., Singhariya, S., & Choudhary, V. K. (2019). Herbicide application in agriculture: Nozzle selection and effective application. *Indian Farming*, 68(12).
4. Prado, E. P., Guerreiro, J. C., Ferreira-Filho, P. J., do Nascimento, V., Ferrari, S., Galindo, F. S., Funichello, M., Raetano, C. G., Pagliari, P. H., Chechetto, R. G., & Rodrigues Neto, A. D. (2024). Performance of spray nozzles and droplet size on glufosinate deposition and weed biological efficacy. *Crop Protection*, 177, 106560. <https://doi.org/10.1016/j.cropro.2023.106560>
5. Byer, K. N., Peng, G., Wolf, T. M., & Caldwell, B. C. (2006). Spray retention and its effect on weed control by mycoherbicides. *Biological Control*, 37(3), 307–313.
6. Byer, K. N., Peng, G., Wolf, T. M., & Caldwell, B. C. (2006). Spray retention for liquid and mycoherbicide inoculum in three weed-biocontrol systems. *Biocontrol Science and Technology*, 16, 815–823.

7. Knoche, M. (1994). Effect of droplet size and carrier volume on performance of foliage-applied herbicides. *Crop Protection*, 13(3), 163–178. [https://doi.org/10.1016/0261-2194\(94\)90075-2](https://doi.org/10.1016/0261-2194(94)90075-2)
8. Feng, P. C. C., Chiu, T., Sammons, R. D., & Ryerse, J. S. (2003). Droplet size affects glyphosate retention, absorption, and translocation in corn. *Weed Science*, 51(3), 443–448. [https://doi.org/10.1614/0043-1745\(2003\)051\[0443:DSAGRA\]2.0.CO;2](https://doi.org/10.1614/0043-1745(2003)051[0443:DSAGRA]2.0.CO;2)
9. Oliveira, O. G. T. M., Lopes, P. R. M., Raetano, C. G., & Prado, E. P. (2021). Influence of droplet size on spray deposition and weed control using glyphosate. *Engenharia Agrícola*, 41(4), 449–457. <https://doi.org/10.1590/1809-4430-eng.agric.v41n4p449-457/2021>
10. Byer, K. N., Peng, G., Wolf, T. M., & Caldwell, B. C. (2006). Spray retention and its effect on weed control by mycoherbicides. *Biological Control*, 37(3), 307–313. <https://doi.org/10.1016/j.biocontrol.2005.12.002>
11. Hewitt, A. J., Johnson, D. R., Fish, J. D., Hermansky, C. G., & Valcore, D. L. (2002). Development of the Spray Drift Task Force database for aerial applications. *Environmental Toxicology and Chemistry*, 21(3), 648–658. <https://doi.org/10.1002/etc.5620210326>
12. Lafferty, C. L., & Tian, L. F. (2001). The impacts of pre-orifice and air-inlet design features on nozzle performance. Proceedings of the ASAE Annual International Meeting.
13. Azghadi, M. R., Olsen, A., Wood, J., Saleh, A., Calvert, B., Granshaw, T., Fillols, E., & Philippa, B. (2025). Precision robotic spot-spraying: Reducing herbicide use and enhancing environmental outcomes in sugarcane. *Computers and Electronics in Agriculture*, 235, 110365. <https://doi.org/10.1016/j.compag.2025.110365>
14. Zhang, W., Miao, Z., Li, N., He, C., & Sun, T. (2022). Review of current robotic approaches for precision weed management. *Current Robotics Reports*, 3(3), 139–151. <https://doi.org/10.1007/s43154-022-00086-5>
15. McCool, C., Beattie, J., Firn, J., Lehnert, C., Kulk, J., Bawden, O., et al. (2018). Efficacy of mechanical weeding tools: A study into alternative weed management strategies enabled by robotics. *IEEE Robotics and Automation Letters*, 3(2), 1184–1190. <https://doi.org/10.1109/LRA.2018.2794619>
16. State Standard of Ukraine. (2019). DSTU ISO 5682-1:2019 (ISO 5682-1:2017, IDT). Equipment for crop protection — Spraying equipment — Part 1: Test methods for sprayer nozzles. Kyiv, Ukraine: DP UkrNDNC. [in Ukrainian].
17. Stoliarenko, H. S. (2023). Redox systems and the use of oxygen-containing radicals. *Vertykal*. [in Ukrainian].

Artem Mykhailov

National University of Water and Environmental Engineering, Rivne, Ukraine

Research of Nozzles of a Robotic Platform for Weed Spraying

Crop losses in agriculture are often caused by insufficiently effective organization of technological processes for weed control. Therefore, the elimination of unwanted vegetation through the application of herbicides is widely used. To achieve this goal, innovative technological processes and machinery, particularly robotic systems, are being introduced in agriculture. At the present stage, the implementation of robotics in agricultural production is hindered by the limited research on the feasibility of its adoption and the effectiveness of robotic systems compared with conventional agricultural technologies and production means. The effectiveness of the herbicide spraying process, as shown by an in-depth analysis of existing studies, depends on many factors. The operational parameters of sprayers and their structural components influence herbicide consumption, the uniformity of leaf coverage of weeds, and also determine the level of environmental impact. Sprayer nozzles largely determine the quality indicators of the spraying process. At the National University of Water and Environmental Engineering, Department of Agroengineering, a robotic platform has been developed on which equipment for pre-sowing herbicide application is installed. To ensure the efficiency of the spraying process, different nozzle options were considered for equipping the boom of the robotic platform. This work presents the results of laboratory studies of industrial slot nozzles and a nozzle design that was modified and manufactured using 3D printing. The nozzle contains an additional element that allows the liquid flow to be divided into separate fine streams, ensuring a fine-dispersed spray. Laboratory studies confirmed the validity of the nozzle design concept. The droplets deposited on the test surface had a diameter of 0.050–0.15 mm compared to 0.1–0.25 mm typical for industrial nozzles. Based on the analysis of the obtained results, it was established that the use of the author's nozzle increases the spray angle by an average of 5.8% depending on the installation height of the nozzle, and increases the volume of liquid output. At the same time, the nozzle with the insert enabled a finer atomization of the spray, which allows more effective coverage of plant leaves with herbicide.

spraying, nozzles, research, herbicides, weed control

Одержано (Received) 21.06.2026

Прорецензовано (Reviewed) 24.06.2026

Прийнято до друку (Approved) 26.06.2026

УДК 631.362.3:633.1

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2026.56.209-223>

С. О. Харченко¹, доц., д-р техн. наук, Ф. М. Харченко¹, канд. техн. наук,
А. М. Стельмах¹, О. В. Панкова², доц., канд. с.г. наук, В. В. Котляревський¹,
Є. Г. Лабецький¹

¹Сумський національний аграрний університет, м. Суми, Україна

²Харківський автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна

e-mail: kharchenko_mtf@ukr.net

Обґрунтування параметрів просіювальної поверхні об'ємної структури: багатofакторне моделювання і виробнича валідація

Технологічна ефективність сепарування сипких матеріалів залежить не лише від геометрії отворів, а й від динаміки багатошарового потоку над просіювальною поверхнею. Метою дослідження було встановлення спільного впливу відносної висоти просторово-профільованих елементів, кількості підшарів зернового матеріалу та коефіцієнта відкритої площі на продуктивність сепарування за повноти поділу не нижче 95%. Наукова новизна полягає у використанні системи взаємопов'язаних нормованих і структурних факторів, що забезпечує фізичну інтерпретованість і масштабованість результатів. Експеримент проведено на зерновій суміші кукурудзи за трифакторним планом Бокса–Бенкіна. Побудовано квадратичну регресійну модель, статистичну достовірність якої підтверджено критеріями Кохрена, Стюдента та Фішера. Установлено раціональні діапазони: відносна висота профільованих елементів 0,46–0,51, кількість підшарів 4,5–5,5, коефіцієнт відкритої площі 0,270–0,285. Промислова перевірка на сепараторах Petkus K-527 і БСХ-100 підтвердила підвищення продуктивності на 20–30% та зниження питомої енергоємності. Отримані результати доводять масштабованість принципу узгодження геометрії профільованої поверхні зі структурою зернового шару.

сипкий матеріал, просіювання, просіювальна поверхня, структурна товщина шару, план Бокса–Бенкіна, промислова валідація, енергоємність

Постановка проблеми та аналіз останніх досліджень і публікацій. Перфоровані просіювальні поверхні є основними робочими органами машин для очищення та фракціонування сипких матеріалів за розмірами їх компонентів [1,2]. Їхня технологічна ефективність традиційно пов'язується з формою і розмірами отворів, частотою та амплітудою коливань, кутом нахилу й питомим завантаженням [3–6]. Проте продуктивність сепарування (технологічна продуктивність сепараторів) фактично формується внаслідок багаторівневої взаємодії компонентів сипкого матеріалу із просіювальною поверхнею (решетом) [3, 7, 8]: переміщення матеріалу вздовж решета, вертикальної перебудови шару, сегрегації компонентів, орієнтації компонентів відносно отворів, проходження компонентів прохідної фракції через отвори, очищення заблокованих отворів.

За умов багатошарового руху геометрично доступна площа отворів не є тотожною їхній технологічно активній площі. Підтвердженням цього є розробка та дослідження просіювальних поверхонь з новими формами отворів, інтенсифікаторами та іншими додатковими елементами [3, 8–10]. В подібних решетах інтенсивність просіювання залежить не тільки від їх «живого» перетину, а й від параметрів отворів або інтенсифікаторів.

Інший важливий момент, коли частина домішкових компонентів, розташовані у верхніх підшарах, повинні спочатку перерозподілитися до нижньої контактної зони з перфорованою просіювальною поверхню. Зі збільшенням подачі це обмеження ще більше посилюється: зростає кількість підшарів, зменшується рухливість компонентів біля просіювальної поверхні та збільшується тривалість їхнього перебування поза зоною контакту з отворами. Це також стримує інтенсивність просіювання сипких матеріалів. Об'ємне профілювання перфорованої поверхні [11, 12] створює додаткові локальні імпульси в потоці сипкого матеріалу. Об'ємні елементи змінюють напрямок і швидкість руху компонентів, руйнують стабільну шарувату структуру та сприяють переходу прохідного компонента до отворів просіювальної поверхні. Водночас, збільшення висоти об'ємних елементів є опором руху матеріалу, що створює певні обмеження. Надмірно високі об'ємні елементи збільшують опір поздовжньому переміщенню та знижують продуктивність.

Отже, технологічна ефективність визначається балансом трьох механізмів [3, 11]: -інтенсивністю перебудови шару, яка залежить від геометрії об'ємних елементів; - потенційною пропускною здатністю, що визначається площею «живого» перетину; - опором багатшарового потоку, пов'язаним зі структурною товщиною сипкого шару.

У більшості досліджень ці механізми аналізуються окремо [13-15]: параметри поверхні задаються в абсолютних одиницях, висота шару сипкого матеріалу - як локальна лінійна величина або масове навантаження. Це ускладнює можливості практичного використання даних для різних сипких матеріалів та сепарувального обладнання, потребує відповідних наукових досліджень. Таким чином, існує обмежена область узгоджених значень відносної висоти профільних елементів, структурної товщини зернового шару та відкритої площі перфорованої поверхні, у межах якої інтенсивність міжшарової перебудови й доступність отворів переважають над опором багатшарового потоку. Збереження цих безрозмірних співвідношень забезпечує масштабоване підвищення продуктивності сепарування за незмінної якості поділу.

Постановка завдання. Метою роботи є встановлення закономірностей впливу комплексних параметрів просіювальних поверхонь об'ємної структури, властивостей сипких матеріалів на технологічну продуктивність сепарування, з визначенням раціональної області їх поєднання та проведенням виробничої перевірки.

Для виконання мети роботи намічені наступні завдання: - формуванні системи факторів, яка одночасно характеризує геометрію профільованої поверхні, її потенційну проникність і дискретну структуру шару; - нормуванні висоти об'ємного елемента відносно характерного розміру прохідного компоненту; - комплексне представлення товщини шару; - встановлення нелінійних і парних ефектів між геометричними та технологічними факторами; - встановлення раціональної області параметрів решета; - промислова валідація визначених співвідношень.

Виклад основного матеріалу.

2.1. Концепція вибору факторів та критеріїв

Повний перелік параметрів, які потенційно впливають на процеси сепарування сипких матеріалів, охоплює [3, 10-12]: кінематичні характеристики, геометрію поверхні, параметри отворів, профіль і розміщення об'ємних елементів, товщину шару та властивості зернового матеріалу.

Для дослідження було застосовано послідовний відбір факторів, який неодноразово довів свою спроможність. Кінематичні параметри було зафіксовано, оскільки їхній вплив попередньо визначено окремими дослідженнями за кількісним критерієм максимального просіювання крізь отвори [11, 16]. Розміри отворів задавалися технологічними вимогами щодо проходження цільового домішкового компонента

(обрано соняшник та кукурудза). Напівкруглий профіль і шахове розташування елементів прийнято за результатами попереднього порівняння технологічної ефективності та конструктивної надійності [17-19].

У результаті попередніх досліджень для оптимізації залишено три фактори, які представляють різні фізичні рівні процесу (Табл.1).

Таблиця 1 – Фактори процесу сепарування сипких матеріалів

Рівень системи	Фактор	Фізичний зміст
Локальний контакт «частинка–профіль»	відносна висота профільного елемента (K_r)	інтенсивність відхилення, переорієнтації та вертикальної міграції частинок
Структура багатошарового потоку	кількість підшарів (N_L)	опір переміщенню прохідного компонента до робочої поверхні
Інтегральна геометрія поверхні	коефіцієнт відкритої площі	потенційна площа проходження частинок крізь перфорацію

Джерело: розроблено автором

Використання подібних комплексних факторів є принципово важливою по причині поєднання мікрогеометричного, мезоструктурного і макрогеометричного рівнів процесу сепарування сипких матеріалів в одній моделі.

Фактичну висоту профільного елемента визначали через характерну товщину прохідного компоненту сипкого матеріалу:

$$h_r = K_r b_g, \quad (1)$$

де h_r – фактична висота профільного елемента, мм; K_r – безрозмірний коефіцієнт відносної висоти; b_g – товщина прохідного компонента сипкого матеріалу, мм.

Для досліджуваної суміші прийнято $b_g=4,3$ мм. Відповідно, прийнявши $K_r = 0,25; 0,5; 0,75$, маємо фактичні висоти об'ємних елементів:

$$h_r = 1,08 \text{ мм}/2,15\text{мм}/3,23 \text{ мм}. \quad (2)$$

Використання коефіцієнта K_r , а не абсолютного значення h_r , є одним із ключових елементів наукової новизни. Воно дає змогу пов'язати геометрію поверхні з гранулометричними характеристиками сипкого матеріалу, що уніфікує можливості використання результатів для різних умов.

Коефіцієнт відкритої площі визначали як [11, 20]:

$$\varepsilon = \frac{\sum S_h}{S_s} = \frac{S_h N_h}{S_s}, \quad (3)$$

де S_h – площа отвору; N_h – кількість отворів на перфорованій просіювальній поверхні; S_s – площа робочої ділянки поверхні.

Для однакових прямокутних отворів маємо:

$$\varepsilon = \frac{N_h T_h L_h}{L \times B}, \quad (4)$$

де T_h, L_h – ширина та довжина отвору, відповідно; L, B – довжина та ширина просіювальної поверхні.

На відміну від використання лише кількості отворів, коефіцієнт ε є інтегральним безрозмірним показником, придатним для порівняння поверхонь різної площі.

Товщину шару сипкого матеріалу представлено через кількість умовних підшарів:

$$N_L = \frac{h}{d_e}, \quad (5)$$

де h – середня товщина шару; d_e – характерний еквівалентний розмір основного компонента.

Таке представлення відображає не лише геометричну висоту, але й кількість контактних рівнів, через які прохідна частинка повинна переміститися до поверхні.

Функцією відгуку була прийнята технологічна продуктивність, згідно з загальновідомими науковими рекомендаціями [3]:

$$Q = \frac{m}{t}, \quad (6)$$

де m – маса обробленого сипкого матеріалу; t – тривалість процесу сепарування.

Однак оптимізацію треба проводити не як безумовну максимізацію Q , а як задачу з обмеженням:

$$\max Q(K_r, N_L, \varepsilon), \text{ за умови } \eta \geq 0,95, \quad (7)$$

де η – повнота виділення прохідного домішкового компонента.

Повноту поділу визначали за співвідношенням [3]:

$$\eta = m_{d,sep}/m_{d,0}, \quad (8)$$

де $m_{d,sep}$ – маса домішкового компонента, виділеного крізь отвори; $m_{d,0}$ – його початкова маса в навісці.

Слід зауважити, що отриманий максимум характеризує гранично допустиму продуктивність за фіксованої якості поділу, а не лише механічну пропускну здатність.

2.2. Експериментальна перевірка

Для дослідження обрано сипкі зернові матеріали кукурудзи (Табл.2).

Таблиця 2 – Властивості сипкого зернового матеріалу

Властивості	Значення
Початковий вміст домішкового компонента	20 %
Вологість	не більше 14 %
Насипна густина	730 кг/м ³

Джерело: розроблено автором

Для експериментів використано експериментальну установку (рис.1) з наступними параметрами (табл.3).

Таблиця 3 – Параметри сепаратора лабораторного

Параметри	Значення
Амплітуда коливань	8 мм
Частота коливань	12,1 Гц
Кут нахилу поверхні	8°
Довжина робочої ділянки	0,77 м
Ширина робочої ділянки	0,25 м
Профіль об'ємних елементів	напівкруглий
Схема розташування	шахова

Джерело: розроблено автором

Просіювальні поверхні для досліджень представлені на рис.2.



Рисунок 1 – Загальний вигляд лабораторного сепаратора

Джерело: розроблено автором

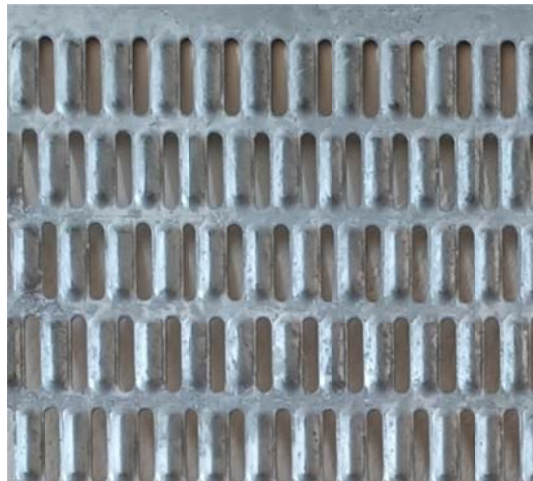


Рисунок 2 – Загальний вигляд перфорованих просіювальних поверхонь об'ємної структури

Джерело: розроблено автором

2.3. План експерименту

Для трьох факторів реалізовано трирівневий план Бокса–Бенкіна, який довів спроможність щодо оптимізації параметрів процесу сепарування сипкого матеріалу [21, 22].

Кодування факторів виконували за виразом [21]:

$$x_i = \frac{(X_i - X_{0i})}{\Delta X_i}, \quad (9)$$

де X_i – натуральне значення фактора; X_{0i} – центральний рівень; ΔX_i – інтервал варіювання.

Результат кодування представлений в таблиці 4.

Модель другого порядку згідно обрану плану має вигляд:

$$Q = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^2. \quad (10)$$

Рівні факторів та матриця плану експерименту представлені в табл. 4,5.

Таблиця 4 – Рівні факторів

Фактор	Позначення	(-1)	(0)	(+1)	Інтервал
Відносна висота об'ємного елементу	K_r	0,25	0,50	0,75	0,25
Кількість підшарів матеріалу	N_L	3	5	7	2
Коефіцієнт відкритої площі решета	ε	0,25	0,28	0,31	0,03

Джерело: розроблено автором

Таблиця 5 – Матриця плану та середні значення критерію

№	x_1	x_2	x_3	Q_1	Q_2	Q_3	$\bar{Q}$, кг/с
1	+1	+1	0	0,023	0,025	0,024	0,0240
2	-1	-1	0	0,029	0,028	0,025	0,0273
3	+1	-1	0	0,020	0,021	0,021	0,0208
4	-1	+1	0	0,026	0,0266	0,027	0,0265
5	+1	0	+1	0,0061	0,0065	0,0066	0,0064
6	-1	0	-1	0,0138	0,0142	0,0145	0,0142
7	+1	0	-1	0,009	0,008	0,010	0,0090
8	-1	0	+1	0,010	0,012	0,011	0,0110
9	0	+1	+1	0,0364	0,0369	0,0372	0,0368
10	0	-1	-1	0,0382	0,0387	0,0391	0,0387
11	0	+1	-1	0,038	0,037	0,039	0,0380
12	0	-1	+1	0,032	0,033	0,031	0,0320
13	0	0	0	0,038	0,037	0,039	0,0380
14	0	0	0	0,036	0,037	0,039	0,0373
15	0	0	0	0,038	0,039	0,036	0,0377

Джерело: розроблено автором

2.5. Статистична перевірка

Однорідність дисперсій перевіряли за критерієм Кохрена:

$$G_p = \frac{\max S_u^2}{\sum S_u^2}, \quad (11)$$

де S_u^2 – дисперсія в u -й точці плану; $\max S_u^2$ – найбільша дисперсія серед усіх точок; $\sum S_u^2$ – сума всіх дисперсій.

Умова відтворюваності: $G_p < G_t$, що після обчислень становить $0,27259 < 0,3346$.

Це підтверджує то, що процес є відтворюваним.

Дисперсія паралельних дослідів становить

$$S_u^2 = \frac{[\sum (Q_{ui} - \bar{Q}_u)^2]}{(m-1)}, \quad (13)$$

де Q_{ui} – результат i -го повторення в u -й точці плану; $\bar{Q}_u = \frac{(Q_{u1} + Q_{u2} + \dots + Q_{um})}{m}$ – середнє значення продуктивності в u -й точці; m – кількість повторень.

Значущість коефіцієнтів оцінювали за критерієм Стюдента:

$$|b_j| \geq \Delta b_j, \quad (12)$$

де b_j – відповідний коефіцієнт регресії; Δb_j – довірчий інтервал для цього коефіцієнта.

Адекватність моделі перевіряли за критерієм Фішера:

$$F_p = \frac{S_{ad}^2}{S_y^2}. \quad (13)$$

де S_{ad}^2 – дисперсія неадекватності моделі; S_y^2 – дисперсія відтворюваності.

Умова адекватності: $F_p < F_t$, а після обчислень маємо: $0,70 < 2,53$.

Тобто модель є адекватною.

3. Результати

3.1. Регресійна модель

Після оцінювання коефіцієнтів отримано початкову модель:

$$Q = 0,0377 - 0,00235x_1 + 0,00082x_2 - 0,0017x_3 + 0,00099x_1x_2 + 0,000142x_1x_3 + 0,00138x_2x_3 - 0,019613x_1^2 + 0,006621x_2^2 - 0,00791x_3^2. \quad (14)$$

Член x_1x_3 був статистично незначущим:

$$|b_{13}| = 0,000142 < \Delta b_{ij} = 0,000607. \quad (15)$$

Після його вилучення:

$$Q = 0,0377 - 0,00235x_1 + 0,00082x_2 - 0,0017x_3 + 0,00099x_1x_2 + 0,00138x_2x_3 - 0,019613x_1^2 + 0,006621x_2^2 - 0,00791x_3^2. \quad (16)$$

Таблиця 6 – Статистична значущість коефіцієнтів

Коефіцієнт	Значення	95 % півширина інтервалу	Висновок
(b_0)	0,037667	0,000701	значущий
(b_1)	-0,002350	0,000429	значущий
(b_2)	0,000820	0,000429	значущий
(b_3)	-0,001700	0,000429	значущий
(b_{12})	0,000992	0,000607	значущий
(b_{13})	0,000142	0,000607	незначущий
(b_{23})	0,001380	0,000607	значущий
(b_{11})	-0,019613	0,000632	значущий
(b_{22})	0,006621	0,000632	значущий
(b_{33})	-0,007910	0,000632	значущий

Джерело: розроблено автором

3.2. Фізична інтерпретація коефіцієнтів

Найбільшим за абсолютним значенням є коефіцієнт b_{11} . Отже, продуктивність особливо чутлива до відхилення висоти профільного елемента від проміжного рівня.

Від'ємне значення b_{11} характеризує локальне максимальне значення відгуку за (x_1): як недостатня, так і надмірна висота профілю зменшує продуктивність.

Від'ємний коефіцієнт b_{33} підтверджує наявність раціонального проміжного значення відкритої площі.

Значущість b_{12} свідчить, що ефект профілювання залежить від структурної товщини шару.

Значущість b_{23} доводить, що реальна ефективність відкритої площі визначається кількістю підшарів над поверхнею.

Незначущість b_{13} означає, що безпосередній зв'язок між висотою профільних елементів та відкритою площею слабший, ніж їхня опосередкована взаємодія через структуру шару.

Це є важливим науковим результатом: центральною змінною, яка з'єднує геометрію профілю та проникність поверхні, виступає структурна товщина зернового шару.

3.3. Стаціонарна область та поверхні відгуку

Стаціонарну точку визначали із системи

$$\begin{cases} \frac{\partial Q}{\partial x_1} = -0,00235 + 0,000992x_2 - 0,039226x_1 = 0 \\ \frac{\partial Q}{\partial x_2} = -0,00082 + 0,000992x_1 + 0,00138x_3 + 0,013242x_2 = 0. \\ \frac{\partial Q}{\partial x_3} = -0,0017 + 0,00138x_2 - 0,01582x_3 = 0 \end{cases} \quad (17)$$

Вона розташована поблизу центра експерименту:

$$x_{1s} = -0,061; x_{2s} = -0,046; x_{3s} = -0,111.$$

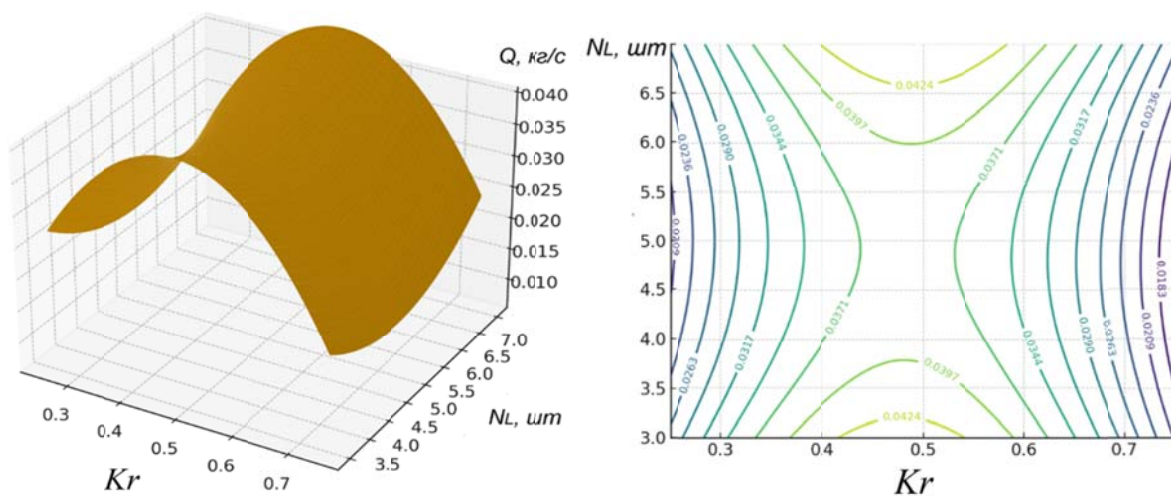
Цим координатам відповідають наближені натуральні значення:

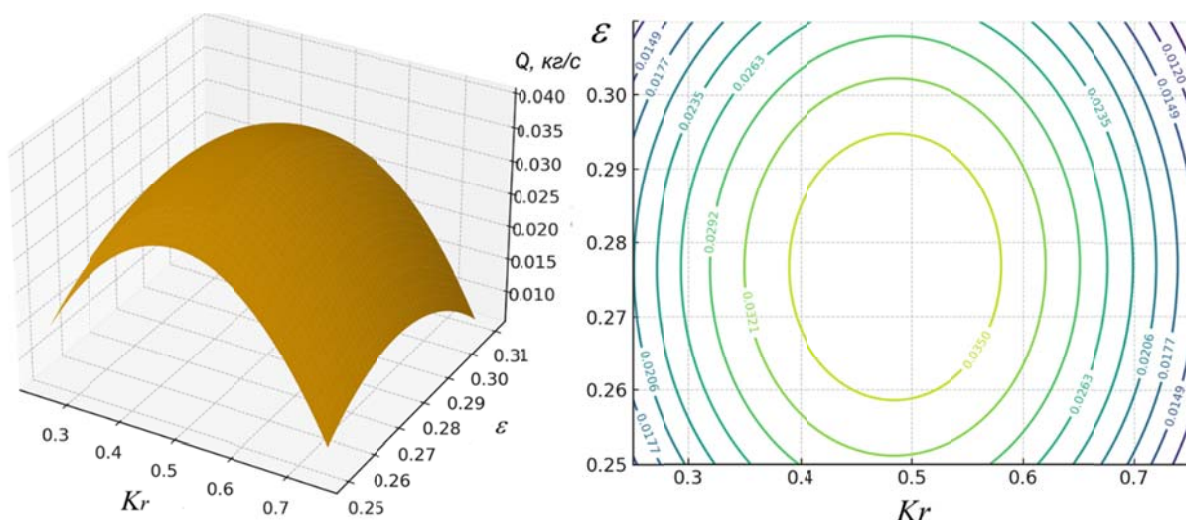
$$K_{r,s} = 0,5 + 0,25(-0,061) = 0,485;$$

$$N_{L,s} = 5 + 2(-0,046) = 4,91;$$

$$\varepsilon_s = 0,28 + 0,03(-0,111) = 0,277.$$

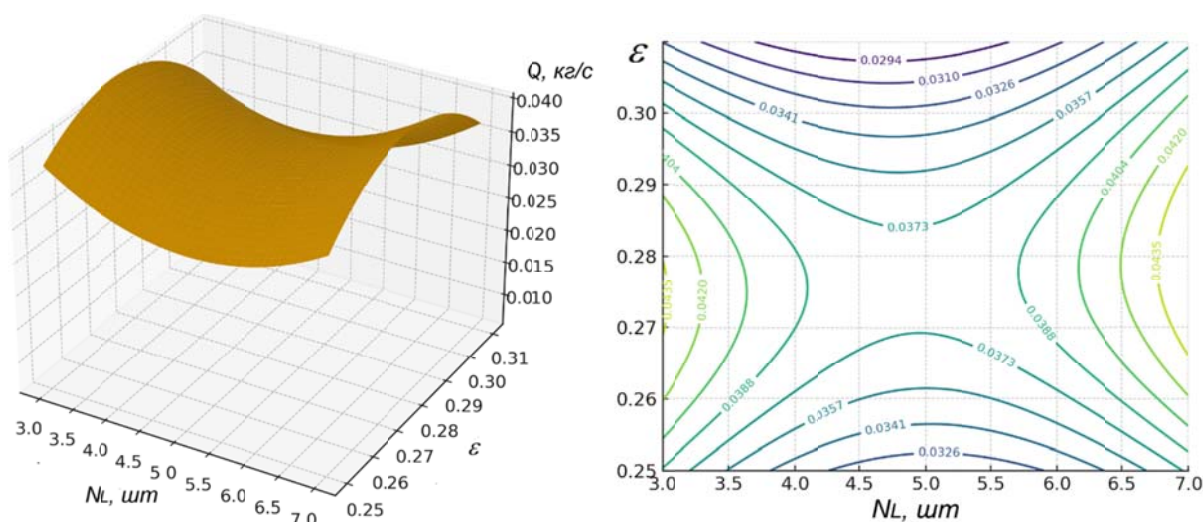
Прогнозована продуктивність становить приблизно $Q = 0,0378$ кг/с.



Рисунок 4 – Поверхня відгуку та контурний переріз ($Q=f(K_r, \varepsilon)$) за ($N_L=5$).

Джерело: розроблено автором

Для перерізу (рис.4) встановлено раціональну область: $K_r \approx 0,46-0,51$, $\varepsilon=0,27-0,285$.

Рисунок 5 – Поверхня відгуку та контурний переріз ($Q=f(N_L, \varepsilon)$) за ($K_r=0,50$).

Джерело: розроблено автором

Раціональна область складає $N_L=4,5 \dots 5,5$, $\varepsilon = 0,270 \dots 0,285$.

Ця поверхня має сідлоподібний характер, тому її стаціонарна точка не повинна беззастережно трактуватися як глобальний максимум.

3.5. Раціональні параметри

Визначені раціональні параметри зведено до табл.7.

Таблиця 7 – Результат багатфакторної оптимізації

Параметр	Раціональний інтервал	Рекомендоване значення
Відносна висота профільного елемента K_r	0,46–0,51	0,49

Кількість підшарів N_L	4,5–5,5	5,0
Коефіцієнт відкритої площі ϵ	0,270–0,285	0,277
Продуктивність поверхні Q	0,036–0,039 кг/с	приблизно 0,0378 кг/с
Повнота поділу η	не менше 0,95	0,95 і більше

Джерело: розроблено автором

Визначений раціональний діапазон забезпечує стійкість до варіацій властивостей сипкого матеріалу, зокрема, вологості, гранулометричного складу, коефіцієнта тертя і нерівномірності подачі.

Перевірка оптимізованих поверхонь у виробничих умовах

Виробнича перевірка була проведена для підтвердження технологічного ефекту з урахуванням зміни умов: від лабораторної поверхні до повнорозмірного решета; від одиничної робочої ділянки до багаторешітного стану; від контрольованої суміші до виробничого зернового потоку; різних типів сепараторів.

Геометрію просіювальних поверхонь формували зі збереженням визначених нормованих співвідношень, насамперед K_r та ϵ .

Просіювальні поверхні з раціональними параметрами встановлено як підсівні робочі органи у наступні сепаратори (рис.6): Petkus K-527; БСХ-100. Виробнича перевірка відбулася на базі агропідприємств ТДВ «Племзавод «Михайлівка»», СТОВ «Промінь», ТОВ «Ханзе Агрі».



а)



б)

Рисунок 6 – Виробничі випробування модернізованих сепараторів: а) – БСХ-100, б) – Petkus K-527

Джерело: розроблено автором

Базові й розроблені просіювальні поверхні порівнювали за подібних (максимально наближених) умов: культура; конструкція та технологічний режим сепараторів; вимоги до кінцевої якості.

Якість очищення контролювали за вмістом домішкової фракції відповідно до нормативної методики визначення якості насіння.

Відносне підвищення продуктивності визначали як

$$\Delta Q = \left[\frac{Q_{opt} - Q_{base}}{Q_{base}} \right] 100\%, \quad (18)$$

де Q_{opt} – продуктивність із оптимізованою поверхнею; Q_{base} – продуктивність із базовою поверхнею.

Питому енергоємність визначали за формулою:

$$e = \frac{P}{Q}, \quad (19)$$

де P – потужність, споживана сепаратором, кВт; Q – продуктивність, т/год.

Зниження питомої енергоємності:

$$\Delta e = \left[\frac{e_{base} - e_{opt}}{e_{base}} \right] 100\%. \quad (20)$$

Питома металоємність процесу становить:

$$\mu = \frac{M}{Q}, \quad (21)$$

де μ – питома металоємність, кг/(т/год); M – маса сепаратора; Q – продуктивність, т/год.

Результати виробничої перевірки представлені в табл.8.

Таблиця 8 – Продуктивність модернізованих сепараторів з об'ємними просіювальними поверхнями

Сепаратор	Продуктивність, т/год	Підвищення відносно базової конструкції
Petkus K-527	34	20–30 %
БСХ-100	72	20–25 %

Джерело: розроблено автором

Промислові випробування підтвердили не лише збільшення продуктивності, але й відсутність технологічних збоїв та відмов, пов'язаних із застосуванням просіювальних поверхонь об'ємної структури.

З метою визначення технологічної ефективності просіювальних поверхонь проведено порівняння питомих показників металоємності та енергоємності з базовими конструкціями решет. Результати представлені в табл. 9.

Таблиця 9 – Питомі технологічні показники

Сепаратор	Тип решета	Продуктивність, т/год	Металоємність, кг/(т·год)	Енергоємність, кВт·год/т
Petkus K-527	базова	31	67,7	0,36
	розроблена	34	61,8	0,32
БСХ-100	базова	57	27,8	0,026
	розроблена	72	21,9	0,021

Джерело: розроблено автором

Таким чином, в результаті виробничої перевірки встановлено, що модернізація сепараторів шляхом встановлення перфорованих просіювальних поверхонь об'ємної структури призводить до зростання продуктивності на 9,7-26,3%. При цьому, відбувається зниження питомих показників енерго- та металоємності на 11,1-19,2% та 8,7-21,2%, відповідно.

Обговорення результатів

Основна новизна дослідження полягає не у застосуванні плану Бокса–Бенкіна як такого, а у фізично обґрунтованому виборі факторного простору. Відносна висота K_r пов'язує геометрію робочого органа з розміром прохідного компоненту. Тому значення K_r характеризує не висоту конкретного рифля, а співвідношення між профілем поверхні та висотою прохідного компоненту. Кількість підшарів N_L характеризує структурний опір потоку. На відміну від масової подачі, цей фактор безпосередньо пов'язаний із

кількістю послідовних контактних рівнів над поверхнею. Коефіцієнт ε характеризує потенційну проникність незалежно від загальної площі решета. Таким чином, фактори формують систему: локальна геометрія, структура та інтегральна проникність.

Це суттєво відрізняється від традиційної оптимізації, де незалежно варіюють швидкість, частоту, кут або кількість отворів.

Профільовані елементи посилюють вертикальне переміщення частинок і руйнують стабільну шарувату структуру. Це скорочує шлях домішкового компонента до отворів і збільшує частоту його контактів із проникними ділянками.

Проте технологічний ефект виникає лише за узгодження з N_L та ε . За малого ε площа проходження є недостатньою. За надмірного ε зменшується опорна частина поверхні, порушується кероване переміщення матеріалу та знижується ефективність взаємодії з профільними елементами. За малого N_L робоча площа недовантажена. За великого N_L верхні підшари практично не беруть участі у безпосередньому проходженні, а нижній шар ущільнюється. Тому оптимальний режим формується не максимальним значенням одного фактора, а узгодженим їх компромісом.

Збереження позитивного ефекту на Petkus K-527, БСХ-100 доводить, що отримані параметри описують масштабовану фізичну закономірність. Особливо важливим є підтвердження результатів: на машинах із різною кінематикою; на різних підприємствах; для кукурудзи та соняшнику; у діапазоні продуктивності від 19 до 165 т/год; за тривалої роботи без технологічних відмов.

Зниження питомої енергоємності показує, що підвищення продуктивності досягнуто не за рахунок збільшення привідної потужності, а внаслідок більш ефективного використання площі просіювання.

Виробничі результати підтверджують технологічну масштабованість, однак для повної статистичної валідації доцільно в майбутньому наводити: кількість незалежних виробничих повторень; стандартні відхилення продуктивності; довірчі інтервали; початкову й кінцеву засміченість; вологість кожної виробничої партії; тривалість безперервної роботи; показники засмічення отворів і пошкодження зерна.

Висновки.

1. Запропоновано методологію багатofакторної оптимізації, в якій геометричні та технологічні параметри подано через фізично інтерпретовані характеристики: відносну висоту профільних елементів K_r , кількість підшарів N_L та коефіцієнт відкритої площі ε .

2. Наукова новизна вибору факторів полягає в одночасному представленні локальної взаємодії частинок із профілем, структурного опору багат шарового потоку та інтегральної проникності поверхні.

3. Побудовано квадратичну регресійну модель продуктивності за умови повноти поділу не нижче 95 %. Однорідність дисперсій підтверджено співвідношенням ($Gp=0,27259 < Gt=0,3346$), а адекватність моделі — ($Fp=0,70 < Ft=2,53$).

4. Найбільшу нелінійну чутливість процесу встановлено щодо відносної висоти профільних елементів. Статистично значущі взаємодії ($K_r N_L$) і ($N_L \backslash \varepsilon$) підтвердили, що структурна товщина шару є центральною змінною, яка узгоджує геометрію поверхні з її фактичною проникністю.

5. Визначено раціональну область параметрів: $K_r = 0,46\text{--}0,51$, $N_L = 4,5\text{--}5,5$, $\varepsilon = 0,270\text{--}0,285$. Для практичного застосування рекомендовано: $K_r \approx 0,49$, $N_L \approx 5$ та $\varepsilon \approx 0,277$.

6. Промислова перевірка на Petkus K-527, БСХ-100 підтвердила підвищення продуктивності на 20–30 % у виробничих умовах, без збільшення складності

кінематичної системи сепаратора, що підтверджує технологічну та енергетичну доцільність запропонованого рішення.

Список літератури

1. Сало В. М. та ін. Розробка нової конструкції пневморешітної зерноочисної машини: монографія. Кіровоград. нац. техн. ун-т. - Кіровоград : Лисенко В.Ф., 2014. 107 с.
2. Wang, L., Chai, J., Wang, H., & Wang, Y. (2021). Design and performance of a countersunk screen in a maize cleaning device. *Biosystems Engineering*, 209, 300–314. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2021.07.008>
3. Ольшанський В.П. та ін. Теорія сепарування зерна: монографія. Харків: ХНТУСГ, 2017. 802 с.
4. Feng, X., Gong, Z., Wang, L., Yu, Y., Liu, T., & Song, L. (2021). Behavior of maize particle penetrating a sieve hole based on the particle centroid in an air-screen cleaning unit. *Powder Technology*, 385, 501–516. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2021.02.035>
5. Котов Б. І., Пастушенко М. Г. Експериментальна оцінка процесу вібровідцентрового очищення зерна ступінчастоконічним решетом. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. 2005. Вип. 35. С. 205–208.
6. Li, Z., Jia, P., Li, K., Tong, X., & Wu, Z. (2021). Study on screening performance and parameter optimization of vibrating-dewatering screen. *Advances in Mechanical Engineering*, 13. <https://doi.org/10.1177/16878140211046580>
7. Пивень М. В. Efficiency of separation of grain mixtures by flat vibrating sieves with openers. Інженерія природокористування. 2017. № 2(8). С. 38–44.
8. Zhou, L., Yu, J., Liang, L., Yu, Y., Yan, D., Sun, K., & Wang, Y. (2021). Study on key issues in the modelling of maize seeds based on the multi-sphere method. *Powder Technology*, 394, 791–812.
9. Shchur T., Bredykhin V., Tikhonov S., Makarenko O., Mezentssev V., Kruszelnicka W. Evaluation of Maize Seed Sieving Performance using Sieves with Cassini Oval Shape Openings. *Journal of Agricultural Engineering*. 2024. Vol. 5, № 62. P. 666-673.
10. Tishchenko L., Kharchenko S., Kharchenko F., Bredykhin V., Tsurkan O. Identification of a mixture of grain particle velocity through the holes of the vibrating sieves grain separators. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2016. Vol. 2, Issue 7. P. 63-69. DOI 10.15587/1729-4061.2016.65920.
11. Харченко С. О. Концепція інтенсифікації процесів віброрешітного просіювання зернових сумішей: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.11. Харків, 2018. 40 с.
12. Kharchenko S., Samborski S., Kharchenko F., Korzec-Strzałka I., Stelmakh A. Dynamics of Loose Materials and Oscillations of Cylindrical Perforated Sifting Surfaces with Volumetric Riffles. *Advances in Science and Technology Research Journal*. 2024;18(8):238-255. doi:10.12913/22998624/194114.
13. Zhao, H., Li, X., Zhao, Y., Li, S., & Diao, P. (2024). Simulation analysis and experiment of a cleaning mechanism with a pre-screening device based on CFD–DEM coupling. *INMATEH—Agricultural Engineering*, 74(3), 603–614. <https://doi.org/10.35633/inmateh-74-54>
14. Liu, W., Zhang, Z., Li, Y., Song, Z., Ma, Z., & Liu, Y. (2024). Parameter optimization of a spiral-step cleaning device for ratooning rice based on computational fluid dynamics–discrete element method coupling. *Agriculture*, 14(12), 2141. <https://doi.org/10.3390/agriculture14122141>
15. Harzanak, A., & Orhan, E. C. (2024). DEM-aided investigation of the effects of screen surface properties on screening performance. *Madencilik*, 63(2), 86–94.
16. Kharchenko S., Samborski S., Kharchenko F., Korzec-Strzałka I., Stelmakh A. Dynamics of Loose Materials and Oscillations of Cylindrical Perforated Sifting Surfaces with Volumetric Riffles. *Advances in Science and Technology Research Journal*. 2024;18(8):238-255. doi:10.12913/22998624/194114.
17. Kharchenko, S.O., Kharchenko, F.M., Stelmakh, A.M., Pogulyai, V.M., Mayorov, O.V., Guz, O.I. (2024). Analysis of perforated sifting surfaces of separation equipment and prospects for their development. *Bulletin of Sumy National Agrarian University. The Series: Mechanization and Automation of Production Processes*, (3 (57), 56-63. <https://doi.org/10.32782/msnau.2024.3.8>.
18. Стельмах А.М. Моделювання динаміки сипких зернових матеріалів на перфорованих просіювальних віброповерхнях. Вісник СНАУ: Серія «Механізація та автоматизація виробничих процесів». 2025. Вип. 3 (61). С.125-134.
19. Kharchenko, S., Samborski, S., Kloda, L. et al. (2025). Combined method of identification of free oscillations of perforated riffled plates. *Sci Rep*. 15, 23992. DOI: 10.1038/s41598-025-06614-5.
20. Kharchenko, S., Samborski, S., Kharchenko, F., & Kotliarevskiy, I. (2024). Determination of hole blocking conditions for perforated sifting surfaces. *Advances in Science and Technology Research Journal*, 18(5), 342–360. <https://doi.org/10.12913/22998624/190483>

21. Szpisják-Gulyás, N., Al-Tayawi, A. N., Horváth, Z. H., László, Z., Kertész, S., & Hodúr, C. (2023). Methods for experimental design, central composite design and the Box–Behnken design, to optimise operational parameters: A review. *Acta Alimentaria*, 52(4), 521–537. <https://doi.org/10.1556/066.2023.00235>
22. Zhang, N., Fu, J., Chen, Z., Chen, X., & Ren, L. (2021). Optimization of the process parameters of an air-screen cleaning system for frozen corn based on the response surface method. *Agriculture*, 11(8), 794. <https://doi.org/10.3390/agriculture11080794>

References

1. Salo, V.M. et al. (2014). *Rozrobka novej konstruktsii pnevmoreshitnoi zernoochysnoi mashyny: monohrafiia*. Kirovohr. nats. tekhn. un-t. Kirovohrad : Lysenko V.F. [in Ukrainian].
2. Wang, L., Chai, J., Wang, H., & Wang, Y. (2021). Design and performance of a countersunk screen in a maize cleaning device. *Biosystems Engineering*, 209, 300–314. DOI 10.1016/j.biosystemseng.2021.07.008 [in English].
3. Olshanskyi, V.P. et al. (2017). *Teoriia separuvannia zerna: monohrafiia*. Kharkiv: KhNTUSH [in Ukrainian].
4. Feng, X., Gong, Z., Wang, L., Yu, Y., Liu, T., & Song, L. (2021). Behavior of maize particle penetrating a sieve hole based on the particle centroid in an air-screen cleaning unit. *Powder Technology*, 385, 501–516. DOI 10.1016/j.powtec.2021.02.035 [in English].
5. Kotov, B. I., Pastushenko, M. G. Experimental evaluation of the process of vibro-centrifugal grain cleaning using a stepped conical sieve. Design, manufacture and operation of agricultural machinery. 2005. Issue 35. pp. 205–208. [in Ukrainian].
6. Li, Z., Jia, P., Li, K., Tong, X., & Wu, Z. (2021). Study on screening performance and parameter optimization of vibrating-dewatering screen. *Advances in Mechanical Engineering*, 13. <https://doi.org/10.1177/16878140211046580> [in English].
7. Piven M. V. Efficiency of separation of grain mixtures by flat vibrating sieves with openers *Environmental Engineering*. 2017. № 2(8). C. 38–44. [in English].
8. Zhou, L., Yu, J., Liang, L., Yu, Y., Yan, D., Sun, K., & Wang, Y. (2021). Study on key issues in the modelling of maize seeds based on the multi-sphere method. *Powder Technology*, 394, 791–812. [in English].
9. Shchur, T., Bredykhin, V., Tikhonov, S., Makarenko, O., Mezentssev, V., Kruszelnicka, W. (2024). Evaluation of Maize Seed Sieving Performance using Sieves with Cassini Oval Shape Openings. *Journal of Agricultural Engineering*. Vol. 5, № 62, 666–67. [in English].
10. Tishchenko L., Kharchenko S., Kharchenko F., Bredykhin V., Tsurkan O. (2016). Identification of a mixture of grain particle velocity through the holes of the vibrating sieves grain separators. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 16, Vol. 2, Issue 7, 63–69. DOI 10.15587/1729-4061.2016.65920. [in English].
11. Kharchenko, S. O. The concept of intensifying the processes of vibrating-screen sieving of grain mixtures: abstract of a thesis for the degree of Doctor of Technical Sciences: 05.05.11. Kharkiv, 2018. 40 p. [in Ukrainian].
12. Zhao, H., Li, X., Zhao, Y., Li, S., & Diao, P. (2024). Simulation analysis and experiment of a cleaning mechanism with a pre-screening device based on CFD–DEM coupling. *INMATEH—Agricultural Engineering*, 74(3), 603–614. <https://doi.org/10.35633/inmateh-74-54> [in English].
13. Liu, W., Zhang, Z., Li, Y., Song, Z., Ma, Z., & Liu, Y. (2024). Parameter optimization of a spiral-step cleaning device for ratooning rice based on computational fluid dynamics–discrete element method coupling. *Agriculture*, 14(12), 2141. <https://doi.org/10.3390/agriculture14122141> [in English].
14. Harzanak, A., & Orhan, E. C. (2024). DEM-aided investigation of the effects of screen surface properties on screening performance. *Madencilik*, 63(2), 86–94. [in English].
15. Kharchenko S., Samborski S., Kharchenko F., Korzec-Strzałka I., Stelmakh A. Dynamics of Loose Materials and Oscillations of Cylindrical Perforated Sifting Surfaces with Volumetric Riffles. *Advances in Science and Technology Research Journal*. 2024;18(8):238–255. doi:10.12913/22998624/194114. [in English].
16. Kharchenko, S.O., Kharchenko, F.M., Stelmakh, A.M., Pogulyai, V.M., Mayorov, O.V., Guz, O.I. (2024). Analysis of perforated sifting surfaces of separation equipment and prospects for their development. *Bulletin of Sumy National Agrarian University. The Series: Mechanization and Automation of Production Processes*, (3 (57), 56–63. <https://doi.org/10.32782/msnau.2024.3.8>.
17. Stelmakh, A. M. Modelling the dynamics of free-flowing granular materials on perforated vibrating screening surfaces [in English]. *Bulletin of the SNAU: Series ‘Mechanisation and Automation of Production Processes’*. 2025. Issue 3 (61). 125–134. [in Ukrainian].

18. Kharchenko, S., Samborski, S., Kloda, L. et al. (2025). Combined method of identification of free oscillations of perforated riffled plates. *Sci Rep.* 15, 23992. DOI: 10.1038/s41598-025-06614-5. [in English].
19. Kharchenko, S., Samborski, S., Kharchenko, F., & Kotliarevskiy, I. (2024). Determination of hole blocking conditions for perforated sifting surfaces. *Advances in Science and Technology Research Journal*, 18(5), 342–360. <https://doi.org/10.12913/22998624/190483> [in English].
20. Szpisják-Gulyás, N., Al-Tayawi, A. N., Horváth, Z. H., László, Z., Kertész, S., & Hodúr, C. (2023). Methods for experimental design, central composite design and the Box–Behnken design, to optimise operational parameters: A review. *Acta Alimentaria*, 52(4), 521–537. <https://doi.org/10.1556/066.2023.00235> [in English].
21. Zhang, N., Fu, J., Chen, Z., Chen, X., & Ren, L. (2021). Optimization of the process parameters of an air-screen cleaning system for frozen corn based on the response surface method. *Agriculture*, 11(8), 794. <https://doi.org/10.3390/agriculture11080794> [in English].

Serhii Kharchenko¹, Assoc. Prof., DSc., Farida Kharchenko¹, Assoc. Prof., PhD tech. sci., Andrii Stelmakh¹, Pankova Oksana², Assoc. Prof., PhD agric. sci., Ihor Kotliarevskiy¹, Ievgen Labetskyi¹

¹ Sumy National Agrarian University, Sumy, Ukraine

² Kharkiv National Automobile and Highway University, Kharkiv, Ukraine

Optimization of Three-Dimensional Screening Surface Parameters: Multifactor Modeling and Industrial Validation

The technological efficiency of bulk-material separation is determined not only by the area and geometry of the apertures but also by the dynamics of the multilayer material flow above the screening surface. Conventional approaches to separator optimization are primarily based on varying kinematic operating conditions, the inclination angle, or the absolute geometric dimensions of the working elements. However, such an approach does not ensure adequate coordination between the surface geometry, particle dimensions, and the structural thickness of the material layer, thereby limiting the transferability of the obtained results to other grain materials and industrial-scale machines.

The aim of this study was to establish the nonlinear patterns of the combined effects of the relative height of spatially profiled elements, the number of grain-material sublayers, and the open-area ratio of the perforated surface on separation capacity at a specified separation completeness, as well as to verify the scalability of the identified parameters under industrial operating conditions. The scientific distinctiveness of the proposed approach lies in selecting optimization factors not as isolated absolute machine parameters, but as a system of interrelated geometric and structural characteristics. The height of the three-dimensional element was normalized relative to the characteristic thickness of the undersize component; the material-layer thickness was represented by the number of equivalent sublayers; and the geometric throughput potential of the surface was characterized by the open-area ratio. This approach ensured the physical interpretability of the factors and enabled the transfer of the identified relationships across equipment of different scales. The experiment was conducted using a maize grain mixture and a three-factor, three-level Box–Behnken design. The response variable was separation capacity, subject to the mandatory condition that the separation completeness of the impurity component was not lower than 95%. A second-order regression model was developed. Homogeneity of the experimental variances was confirmed using Cochran's test, the significance of the regression coefficients was assessed using Student's t-test, and model adequacy was verified using Fisher's F-test at a confidence probability of 0.95. A rational parameter region was identified: a relative profiled-element height of 0.46–0.51, a number of sublayers of 4.5–5.5, and an open-area ratio of 0.270–0.285. The recommended central configuration was 0.49, 5.0, and 0.277, respectively. Industrial testing of the optimized screening surfaces on Petkus K-527 and BSH-100 separators during maize cleaning confirmed a 20–30% increase in throughput compared with conventional screens. For the BSH-100 separator, throughput increased from 57 to 72 t/h during maize cleaning and from 33 to 40 t/h during sunflower-seed cleaning. At the same time, the specific energy consumption decreased from 0.026 to 0.021 kWh/t for maize and from 0.045 to 0.0375 kWh/t for sunflower seeds.

The results demonstrate that the normalized coordination of profiled-surface geometry with the discrete structure of the grain layer represents a scalable principle for intensifying separation rather than a local effect limited to a particular laboratory-scale installation.

bulk material, screening, screening surface, structural layer thickness, Box–Behnken design, industrial validation, specific energy consumption

Одержано (Received) 23.06.2026

Прорецензовано (Reviewed) 25.06.2026

Прийнято до друку (Approved) 26.06.2026

УДК 631.362.36

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2026.56.224-232>**О. М. Васильковський**, проф., канд. техн. наук*Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький,**Україна, e-mail: olexa74@ukr.net*

Порівняння енергетики вертикального та горизонтального повітряних каналів зерноочисних машин

Зіставлено енергетику двох схем повітряного очищення зерна – вертикального аспіраційного та горизонтального (похилого) каналів. На основі рівняння руху частинки в повітряному потоці встановлено, що потужність вентилятора зростає як куб робочої швидкості повітря. У вертикальному каналі робоча швидкість близька до швидкості витання, у горизонтальному – менша за неї, тому остання схема енергоощадніша, але дає менш чітке розділення.

пневмосепарація, аспіраційний канал, швидкість витання, коефіцієнт парусності, енергосміність, зерноочисна машина

Постановка проблеми. Повітряне очищення є обов'язковою стадією післязбиральної обробки зерна. У повітряному потоці зернова суміш розділяється за аеродинамічними властивостями частинок, основною з яких є швидкість витання. Повітряний потік в зерноочисних машинах організовують двома принципово різними способами: у вертикальному аспіраційному каналі повітря рухається вгору, назустріч силі тяжіння, і виносить легкі домішки, тоді як очищене зерно падає самопливом; у горизонтальному (похилому) нагнітальному каналі повітря перетинає падаючий шар зерна, відхиляючи частинки по горизонталі тим більше, чим вони легші. Обидві схеми розв'язують однакову задачу, проте їхня енергетика суттєво різна, що й визначає актуальність порівняльного аналізу енергоспоживання за зіставної якості розділення.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Теорію руху компонентів зернової суміші в повітряному потоці та параметри пневмосепаруючих каналів досліджено в низці праць. Нерівномірність повітряного потоку в каналі та її вплив на якість розділення вивчали в роботах [1, 6]. Рух зернового матеріалу й контактну взаємодію легких домішок із потоком розглянуто в [2, 6], а теоретичні засади сепарації за аеродинамічними ознаками – у працях Котова і Степаненка [3, 4]. Параметри аеродинамічного сепарування насінневих сумішей обґрунтовано в [5], алгоритми функціонування інерційно-прямоточних зерноочисних машин – у [7]. Сучасні математичні моделі сепарації в вертикальному пневмоканалі, зокрема з попередньою стратифікацією суміші та неоднорідним полем швидкостей, наведено в [8, 9, 10]. Водночас більшість досліджень присвячено окремо взятій схемі каналу; систематичного енергетичного порівняння вертикальної та горизонтальної орієнтацій повітряного потоку, що враховує кубічну залежність потужності від швидкості, у відомих публікаціях бракує. Саме цій невирішеній частині проблеми присвячено статтю.

Постановка завдання. Мета роботи – на основі аеродинамічної моделі руху частинки в повітряному потоці побудувати енергетичні залежності для вертикального та горизонтального повітряних каналів і кількісно порівняти їхнє енергоспоживання за зіставної задачі очищення.

Виклад основного матеріалу. На частинку, що рухається відносно повітря з відносною швидкістю, діє аеродинамічна сила опору

$$R = c_x \rho_a F \frac{v_r^2}{2} \quad (1)$$

де c_x – коефіцієнт лобового опору; ρ_a – густина повітря; F – площа міделового перерізу частинки; v_r – відносна швидкість.

Умова рівноваги частинки у висхідному потоці
 $R = mg$ визначає швидкість витання

$$v_t = \sqrt{\frac{2mg}{c_x \rho_a F}} \quad (2)$$

Аеродинамічні властивості частинки зручно поєднати коефіцієнтом парусності

$$k_p = \frac{c_x \rho_a F}{2m} = \frac{g}{v_t^2} \quad (3)$$

Чим більший k_p і, відповідно менша v_t , тим легше частинка виноситься потоком; саме за відмінністю v_t повітряний потік розділяє суміш (рис. 2).

Рух частинки описує рівняння

$$\frac{d\vec{u}}{dt} = \vec{g} + k_p |\vec{v} - \vec{u}| (\vec{v} - \vec{u}) \quad (4)$$

де v – швидкість повітря; u – швидкість частинки.

Фізична відмінність двох схем зводиться до відмінності напрямку вектора v відносно вектора сили тяжіння g (рис. 1).

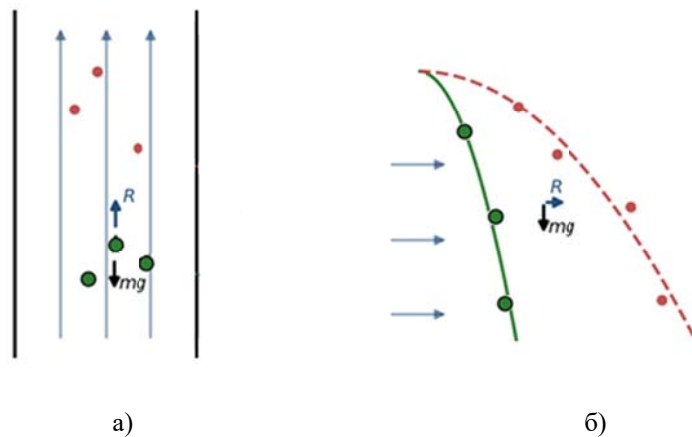


Рисунок 1 – Схеми та баланс сил у вертикальному (а) та горизонтальному (б) повітряних каналах

Джерело: розроблено автором

У вертикальному каналі, за умови $u < v$, маємо

$$\frac{du}{dt} = k_p (v - u)^2 - g, \quad u_\infty = v - v_t \quad (5)$$

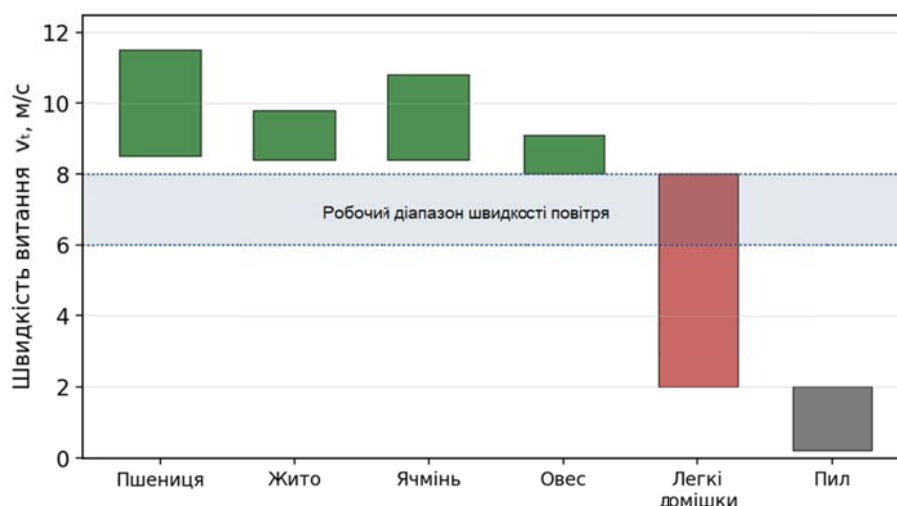


Рисунок 2 – Швидкість витання компонентів і робочий діапазон вертикального каналу
Джерело: розроблено автором

Усталений режим дає швидкість частинки $u_\infty = v - v_t$. Якщо $v_t < v$ (легка домішка), $u_\infty > 0$ і частинка виноситься вгору; якщо $v_t > v$ (зерно), вона падає.

Характерний час релаксації (стабілізації) швидкості

$$\tau = \frac{1}{2k_p v_t} = \frac{v_t}{2g} \quad (6)$$

Таким чином, для зерна з $v_t \approx 9$ м/с, час релаксації швидкості становить близько 0,45 с. При цьому висота робочої зони має забезпечувати час перебування, не менший за кілька τ , інакше розділення неповне.

Перехідний процес для частинок різної парусності в потоці наведено на рис. 3.

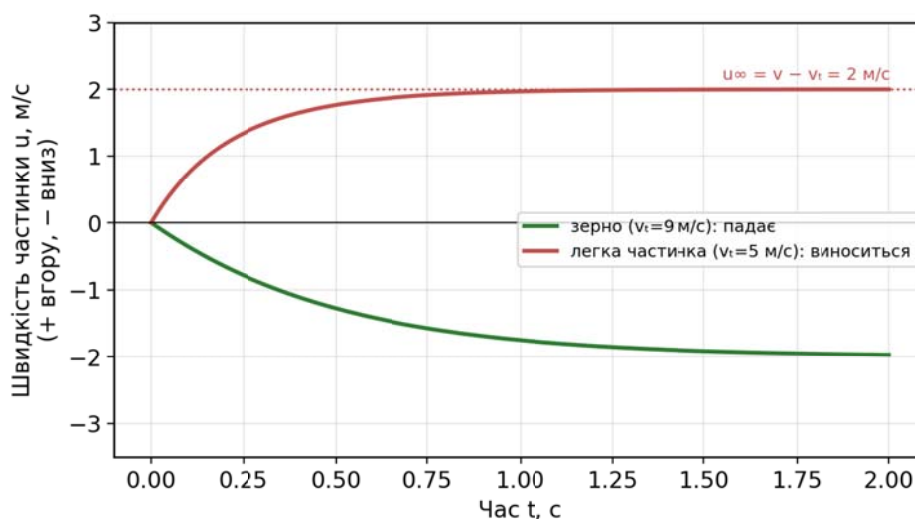


Рисунок 3 – Релаксація швидкості частинки у висхідному потоці ($v = 7$ м/с)
Джерело: розроблено автором

У горизонтальному каналі (рис. 16) частинка падає під дією сили тяжіння. При цьому повітря зі швидкістю v_h відхиляє її по горизонталі. Проекції рівняння руху мають вигляд

$$\ddot{x} = k_p (v_h - \dot{x}) s, \quad \ddot{y} = g - k_p \dot{y} s, \quad s = \sqrt{(v_h - \dot{x})^2 + \dot{y}^2} \quad (7)$$

За малого зносу ($v_h \ll v_f$) горизонтальне відхилення за час падіння t_f з висоти h оцінюється як

$$\Delta x \approx \frac{1}{2} k_p v_h t_f^2, \quad t_f = \sqrt{\frac{2h}{g}} \quad (8)$$

Відхилення прямо пропорційне парусності, тобто легкі частинки виносяться далі, ніж зерно, що й забезпечує розділення за дальністю польоту (рис. 4). Принциповим тут є те, що вертикальне переміщення матеріалу тут забезпечує сила тяжіння, а не повітря.

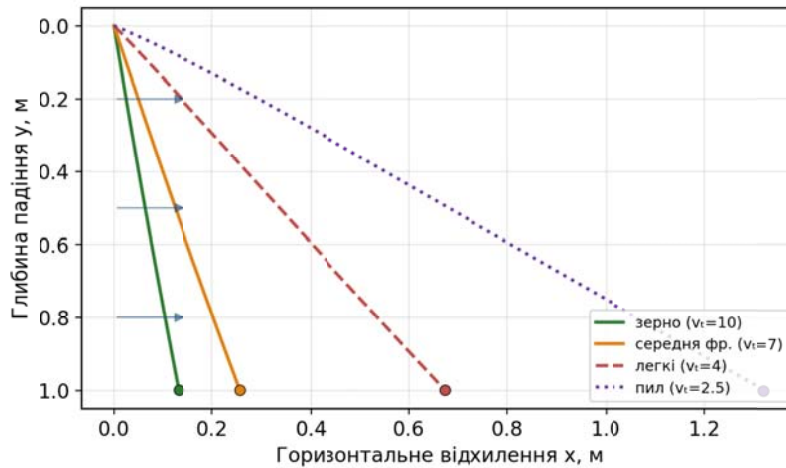


Рисунок 4 – Траєкторії частинок різної парусності в горизонтальному каналі ($v_h = 3,5$ м/с, $h = 1$ м)
Джерело: розроблено автором

Потужність на привід вентилятора визначає добуток витрат повітря на опір системи

$$N = \frac{Q \Delta p}{\eta}, \quad Q = v A, \quad \Delta p = \zeta \frac{\rho_a v^2}{2} \quad (9)$$

де A – площа перерізу каналу; ζ – сумарний коефіцієнт опору системи; η – ККД вентилятора.

Підстановка складових дозволяє отримати залежність

$$N = \frac{\zeta \rho_a A}{2\eta} v^3 \quad (10)$$

Потужність зростає як куб робочої швидкості повітря (рис. 5). Додатково у вертикальному каналі повітря виконує роботу проти сили тяжіння, виносячи легку фракцію масовою подачею $\dot{m}$:

$$N_{lev} \approx \dot{m}_\ell g \frac{H}{u} \quad (11)$$

У горизонтальній схемі ця складова відсутня. Тож відношення потужностей двох схем має вигляд

$$\frac{N_v}{N_h} = \frac{\zeta_v A_v}{\zeta_h A_h} \left(\frac{v_v}{v_h}\right)^3 \quad (12)$$

Як видно з рівняння, суттєвий приріст енергетики має куб відношення робочих швидкостей. При цьому, у вертикальному каналі $v_v \approx v_t$ (6–8 м/с), а в горизонтальному $v_h < v_t$ (3–4 м/с), енергоспоживання вертикальних каналів істотно вище.

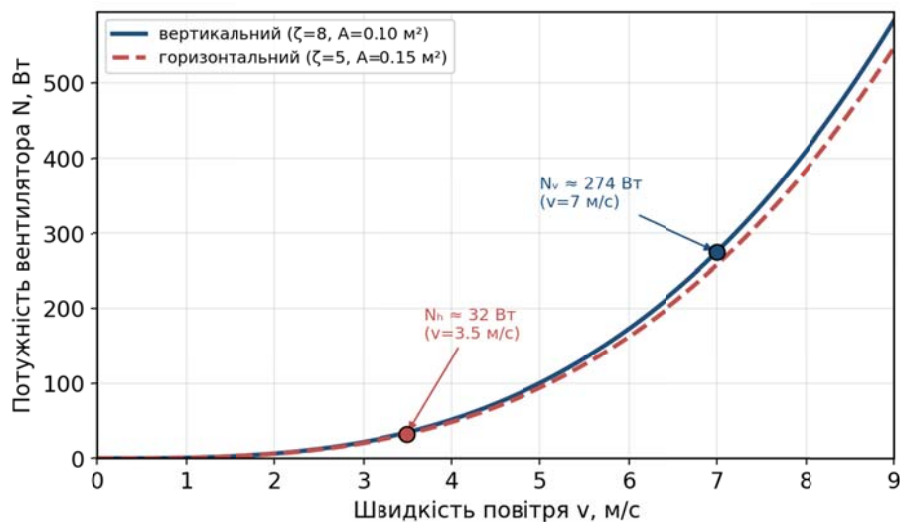


Рисунок 5 – Залежність потужності вентилятора від швидкості повітря з робочими точками обох схем
Джерело: розроблено автором

Експериментальні та теоретичні дослідження [11-23] підтверджують, що раціональна швидкість повітря в пневмосепаруючому каналі лежить у вузькому діапазоні: її надлишок різко збільшує енерговитрати і підвищує ризик виносу повноцінного зерна, а нестача погіршує виділення легких домішок. Зокрема, оптимізація режиму роботи пневмосепаратора методом поверхні відгуку дала раціональну швидкість повітря близько 5,4 м/с за помірної подачі матеріалу [24]. Це узгоджується з отриманими залежностями й підтверджує, що головним важелем енергоощадності є точне регулювання швидкості повітря відповідно до швидкості витання межового компонента, а не довільне її завищення «із запасом».

Висновки.

1. Енергетична відмінність вертикального та горизонтального повітряних каналів визначається робочою швидкістю повітря, оскільки потужність вентилятора зростає як її куб ($N \sim v^3$).
2. У вертикальному каналі робоча швидкість має наближатися до швидкості витання ($v_v \approx 6\text{--}8$ м/с) і не може бути суттєво зниженою без втрати ефекту; додатково повітря виконує роботу проти сили тяжіння, тому схема енергоємніша.
3. У горизонтальному каналі вертикальне переміщення забезпечує сила тяжіння, а повітря лише відхиляє частинки, що дозволяє працювати за $v_h < v_t$ (3–4 м/с) і знижує потужність у кілька разів (за оцінкою – у 5–9).
4. Перевагою вертикальної схеми є чіткіше розділення за єдиним параметром v_t і компактність, чим пояснюється її домінування в конструкціях.
5. Основними важелями енергозбереження є використання замкненого циклу руху повітря та мінімізація його швидкості у оптимізованих горизонтальних (похилих) схемах.

Список літератури

1. Абдуєв М. М. Обґрунтування параметрів сепаратора з нахиленим повітряним каналом для розділення зернових сумішей : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.11 / Харківський держ. техн. ун-т сіл. госп-ва. Харків, 2007. 165 с.
2. Алієв Е. Б. Механіко-технологічні основи процесу прецизійної сепарації насіннєвого матеріалу соняшнику : дис. ... д-ра техн. наук : 05.05.11 / ННЦ «ІМЕСГ». Глеваха, 2020. 530 с.
3. Котов Б. І., Степаненко С. П. Основи теорії та технології повітряної сепарації зернових матеріалів : монографія. Київ : ЦП «Компринт», 2023. 427 с.
4. Бакум М. В., Крекот М. М. Дослідження розсіювання компонентів насіннєвих сумішей овочевих культур у супутньому повітряному потоці. Механізація сільськогосподарського виробництва : Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. Харків, 2013. Вип. 135. С. 359–363.
5. Кирпа М. Я., Скотар С. О., Рослик О. О. Дослідження процесу та параметрів аеродинамічного сепарування однокомпонентних насіннєвих сумішей. Зернові культури. 2019. Т. 3, № 2. С. 333–340.
6. Modeling of Aerodynamic Separation of Preliminarily Stratified Grain Mixture in Vertical Pneumatic Separation Duct / S. Kharchenko, Y. Borshch, S. Kovalyshyn, M. Piven, M. Abduev, A. Miernik, E. Popardowski, P. Kielbasa. Applied Sciences. 2021. Vol. 11, iss. 10. Art. 4383. DOI: 10.3390/app11104383.
7. Modeling the loading process of pneumatic separation channels / S. Kharchenko et al. Technology Audit and Production Reserves. 2024. Vol. 6, № 1 (80). P. 16–24.
8. Stepanenko S., Kotov B. To the Theory of Grain Motion in an Uneven Air Flow in a Vertical Pneumatic Separation Channel with an Annular Cross Section. Processes. 2022. Vol. 10, No. 10. Art. 1929. DOI: 10.3390/pr10101929.
9. Panasiewicz M., Sobczak P., Żukiewicz-Sobczak W. The Process of Separating Buckwheat and Wheat Grain Mixtures in an Air Stream. Processes. 2022. Vol. 10, No. 1. Art. 59. DOI: 10.3390/pr10010059.
10. Підвищення ефективності очищення зерна повітряним потоком / М. І. Васильковський, О. М. Васильковський, М. М. Косінов та ін. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин : загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб. Кіровоград : КДТУ, 2004. Вип. 34. С. 84–88.
11. Попередні дослідження альтернативних джерел створення повітряного потоку в пневмоінерційних зерноочисних машинах / М. І. Васильковський, О. М. Васильковський, С. М. Лещенко та ін. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин : загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб. Кіровоград, 2009. Вип. 39. С. 126–132.
12. Перспективний напрямок інтенсифікації повітряної сепарації зерна / О. В. Нестеренко, О. М. Васильковський, С. М. Лещенко, Д. І. Петренко, Д. В. Богатирьов. Збірник наукових праць КНТУ. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. 2012. Вип. 25, ч. 1. С. 49–53.
13. Енергетична оцінка роботи відцентрового повітряно-решітного сепаратора зерна / О. М. Васильковський, К. В. Васильковська, С. М. Мороз, М. О. Свірень. Fundamental and applied research in the modern world : abstracts of the 7th Intern. sci. and pract. conf. Boston, USA, 2021. P. 276–284.
14. Обґрунтування параметрів аспірації відцентрового пневморешітного сепаратора зерна / О. М. Васильковський, С. М. Лещенко, Д. І. Петренко, С. М. Мороз, А. С. Кожанова. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин : загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб. Кіровоград, 2011. Вип. 41, ч. 2. С. 141–146.
15. Богомолов О. В. Наукове обґрунтування енергозберігаючих процесів та обладнання для сепарації харчової сипкої сировини : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.18.12 / Харківський держ. ун-т харчування та торгівлі. Харків, 2006. 36 с.
16. Шляхи зниження енергоємності процесів сепарації зернових сумішей / О. В. Богомолов, В. М. Михайлов, О. І. Завгородній та ін. Прогресивні техніка та технології харчових виробництв, ресторанного господарства та торгівлі. 2024. Вип. 1 (35). С. 165–179.
17. Васильковський М. І., Глобенко Г. О., Лещенко С. М. Дослідження повітряно-інерційної зерноочисної машини з вдосконаленим способом введення зернового матеріалу в пневмосепаруючий канал. Зернові продукти і комбікорми. 2008. № 3. С. 48–52.

18. Лещенко С. М. Результати експериментальних досліджень багатоструменевому способу введення матеріалу в повітряно-інерційних зерноочисних машинах замкнутого типу. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин : загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб. Кіровоград, 2008. Вип. 38. С. 199–205.
19. Нестеренко О. В., Лещенко С. М., Петренко Д. І. Дослідження нерівномірності повітряного потоку в пневмосепаруючому каналі при багаторівневому введенні зерна. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка. Харків, 2015. Вип. 156. С. 35–42.
20. Aliiev E., Babyn I., Sokol S. Numerical Simulation of the Process of Aerodynamic Separation of Fine-Grained Bulk Material. Engineering, Energy, Transport AIC. 2023. Vol. 1, no. 120. P. 5–13. DOI: 10.37128/2520-6168-2023-1-1.
21. Теоретичні дослідження характеристик руху часток у нахиленому повітряному каналі при зміні характеристик епіюри швидкості повітря по висоті каналу / М. М. Абдуєв та ін. Механізація сільського господарства : Вісник ХДТУСГ. Харків, 2003. Вип. 24. С. 88–94.
22. Дослідження параметрів руху часток в плоскому нахиленому каналі пневматичного сепаратора / М. В. Бакум, В. П. Ольшанський, М. М. Крекот, М. О. Винокуров. Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету. 2015. Вип. 5, т. 2. URL: <https://nauka.tsatu.edu.ua/e-journals-tdata/pdf5t2/16.pdf>.
23. Васильковський М. І., Гончарова С. Я., Лещенко С. М. Обґрунтування параметрів сепарації зерна в похилому повітряному потоці. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин : загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб. Кіровоград, 2007. С. 132–137.
24. Amrullah R. H., Dzulkifli M., Hajad M. Process Optimization of Pneumatic Separator Machine Using Response Surface Methodology. Proceedings of the 2nd International Conference on Smart and Innovative Agriculture (ICoSIA 2021). Advances in Biological Sciences Research. 2022. Vol. 19. P. 387–392. DOI: 10.2991/absr.k.220305.060.

References

1. Abduiev, M. M. (2007). Obgruntuvannia parametriv separatora z nakhylenym povitrianyim kanalom dlia rozdilennia zernovykh sumishei [Substantiation of the parameters of a separator with an inclined air channel for grain mixture separation] (PhD dissertation). Kharkiv State Technical University of Agriculture, Kharkiv. [in Ukrainian].
2. Aliiev, E. B. (2020). Mekhaniko-tekhnologichni osnovy protsesu pretsyziinoi separatsii nasinnievoho materialu soniashnyku [Mechanical and technological foundations of precision separation of sunflower seed material] (Doctoral dissertation). NSC IMESG, Hlevakha. [in Ukrainian].
3. Kotov, B. I., & Stepanenko, S. P. (2023). Osnovy teorii ta tekhnologii povitrianoi separatsii zernovykh materialiv [Fundamentals of the theory and technology of air separation of grain materials]. Kyiv: Komprynt. [in Ukrainian].
4. Bakum, M. V., & Krekot, M. M. (2013). Doslidzhennia rozsiuvannia komponentiv nasinnievyykh sumishei ovochevykh kultur u suputnomu povitrianomu pototsi [Study of scattering of vegetable seed mixture components in a co-current air flow]. Visnyk KhNTUSH, 135, 359–363. [in Ukrainian].
5. Kyrpa, M. Ya., Skotar, S. O., & Roslyk, O. O. (2019). Doslidzhennia protsesu ta parametriv aerodynamichnoho separuvannia odnokomponentnykh nasinnievyykh sumishei [Study of the process and parameters of aerodynamic separation of single-component seed mixtures]. Zernovi Kultury, 3(2), 333–340. [in Ukrainian].
6. Kharchenko, S., Borshch, Y., Kovalyshyn, S., Piven, M., Abduev, M., Miernik, A., Popardowski, E., & Kielbasa, P. (2021). Modeling of aerodynamic separation of preliminarily stratified grain mixture in vertical pneumatic separation duct. Applied Sciences, 11(10), 4383. <https://doi.org/10.3390/app11104383>
7. Kharchenko, S., et al. (2024). Modeling the loading process of pneumatic separation channels. Technology Audit and Production Reserves, 6(1(80)), 16–24.
8. Stepanenko, S., & Kotov, B. (2022). To the theory of grain motion in an uneven air flow in a vertical pneumatic separation channel with an annular cross section. Processes, 10(10), 1929. <https://doi.org/10.3390/pr10101929>
9. Panasiewicz, M., Sobczak, P., & Żukiewicz-Sobczak, W. (2022). The process of separating buckwheat and wheat grain mixtures in an air stream. Processes, 10(1), 59. <https://doi.org/10.3390/pr10010059>

10. Vasytkovskyi, M. I., Vasytkovskyi, O. M., Kosinov, M. M., et al. (2004). Pidvyshchennia efektyvnosti ochyshchennia zerna povitrianyim potokom [Improving the efficiency of grain cleaning by air flow]. *Konstruiuvannia, Vyrobnystvo ta Ekspluatatsiia Silskohospodarskykh Mashyn*, 34, 84–88. [in Ukrainian].
11. Vasytkovskyi, M. I., Vasytkovskyi, O. M., Leshchenko, S. M., et al. (2009). Poperedni doslidzhennia alternatyvnykh dzherel stvorennia povitrianooho potoku v pnevmoinertsiiynykh zernoochysnykh mashynakh [Preliminary studies of alternative air-flow sources in pneumatic-inertial grain cleaning machines]. *Konstruiuvannia, Vyrobnystvo ta Ekspluatatsiia Silskohospodarskykh Mashyn*, 39, 126–132. [in Ukrainian].
12. Nesterenko, O. V., Vasytkovskyi, O. M., Leshchenko, S. M., Petrenko, D. I., & Bohatyrov, D. V. (2012). Perspektyvnyi napriamok intensyfikatsii povitrianoi separatsii zerna [A promising direction for intensifying air separation of grain]. *Zbirnyk Naukovykh Prats KNTU*, 25(1), 49–53. [in Ukrainian].
13. Vasytkovskyi, O. M., Vasytkovska, K. V., Moroz, S. M., & Sviren, M. O. (2021). Enerhetychna otsinka roboty vidtsentrovoho povitriano-reshitnooho separatora zerna [Energy evaluation of a centrifugal air-sieve grain separator]. In *Fundamental and Applied Research in the Modern World: Proc. 7th Int. Sci. and Pract. Conf.* (pp. 276–284). Boston, USA. [in Ukrainian].
14. Vasytkovskyi, O. M., Leshchenko, S. M., Petrenko, D. I., Moroz, S. M., & Kozhanova, A. S. (2011). Obgruntuvannia parametriv aspiratsii vidtsentrovoho pnevmoreshitnooho separatora zerna [Substantiation of the aspiration parameters of a centrifugal pneumatic-sieve grain separator]. *Konstruiuvannia, Vyrobnystvo ta Ekspluatatsiia Silskohospodarskykh Mashyn*, 41(2), 141–146. [in Ukrainian].
15. Bohomolov, O. V. (2006). Naukove obgruntuvannia enerhozberihaiuchykh protsesiv ta obladnannia dlia separatsii kharchovoi sypkoi syrovyny [Scientific substantiation of energy-saving processes and equipment for separation of bulk food raw materials] (Extended abstract of Doctoral dissertation). Kharkiv State University of Food Technology and Trade, Kharkiv. [in Ukrainian].
16. Bohomolov, O. V., Mykhailov, V. M., Zavorodnii, O. I., et al. (2024). Shliakhy znyzhennia enerhoiemnosti protsesiv separatsii zernovykh sumishei [Ways to reduce the energy intensity of grain mixture separation processes]. *Prohresyvni Tekhnika ta Tekhnolohii Kharchovykh Vyrobnystv, Restorannoho Hospodarstva ta Torhivli*, 1(35), 165–179. [in Ukrainian].
17. Vasytkovskyi, M. I., Hlobenko, H. O., & Leshchenko, S. M. (2008). Doslidzhennia povitriano-inertsiiinoi zernoochysnoi mashyny z vdoskonalenym sposobom vvedennia zernovoho materialu v pnevmoseparuiuchy kanal [Study of an air-inertial grain cleaning machine with an improved method of feeding grain into the pneumatic separation channel]. *Zernovi Produkty i Kombikormy*, 3, 48–52. [in Ukrainian].
18. Leshchenko, S. M. (2008). Rezultaty eksperymentalnykh doslidzen bahatostruminevoho sposobu vvedennia materialu v povitriano-inertsiiynykh zernoochysnykh mashynakh zamknenoho typu [Results of experimental studies of the multi-jet method of material feeding in closed-type air-inertial grain cleaning machines]. *Konstruiuvannia, Vyrobnystvo ta Ekspluatatsiia Silskohospodarskykh Mashyn*, 38, 199–205. [in Ukrainian].
19. Nesterenko, O. V., Leshchenko, S. M., & Petrenko, D. I. (2015). Doslidzhennia nerivnomirnosti povitrianooho potoku v pnevmoseparuiuchomu kanali pry bahatorivnevomu vvedenni zerna [Study of air flow non-uniformity in a pneumatic separation channel under multilevel grain feeding]. *Visnyk KhNTUSH*, 156, 35–42. [in Ukrainian].
20. Aliiev, E., Babyn, I., & Sokol, S. (2023). Numerical simulation of the process of aerodynamic separation of fine-grained bulk material. *Engineering, Energy, Transport AIC*, 1(120), 5–13. <https://doi.org/10.37128/2520-6168-2023-1-1>
21. Abduiev, M. M., et al. (2003). Teoretychni doslidzhennia kharakterystyk rukhu chastok u nakhylenomu povitrianomu kanali pry zmini kharakterystyk epiury shvydkosti povitria po vysoti kanalu [Theoretical study of particle motion characteristics in an inclined air channel under a varying air-velocity profile over the channel height]. *Visnyk KhDTUSH*, 24, 88–94. [in Ukrainian].
22. Bakum, M. V., Olshanskyi, V. P., Krekot, M. M., & Vynokurov, M. O. (2015). Doslidzhennia parametriv rukhu chastok v ploskomu nakhylenomu kanali pnevmatychnoho separatora [Study of particle motion parameters in a flat inclined channel of a pneumatic separator]. *Naukovyi Visnyk TDATU*, 5(2). Retrieved from <https://nauka.tsatu.edu.ua/e-journals-tdatu/pdf5t2/16.pdf> [in Ukrainian].
23. Vasytkovskyi, M. I., Honcharova, S. Ya., & Leshchenko, S. M. (2007). Obgruntuvannia parametriv separatsii zerna v pokhylomu povitrianomu pototsi [Substantiation of grain separation parameters in an

- inclined air flow]. *Konstruiuvannia, Vyrobnystvo ta Ekspluatatsiia Silskohospodarskykh Mashyn*, 132–137. [in Ukrainian].
24. Amrullah, R. H., Dzulkifli, M., & Hajad, M. (2022). Process optimization of pneumatic separator machine using response surface methodology. In *Proc. 2nd Int. Conf. on Smart and Innovative Agriculture (ICoSIA 2021)*. *Advances in Biological Sciences Research*, 19, 387–392. <https://doi.org/10.2991/absr.k.220305.060>

Oleksii Vasylovskyi, Prof., PhD tech. sci.

Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine

Comparison of the Energetics of Vertical and Horizontal Air Channels of Grain Cleaning Machines

The purpose of the article is to compare, on a common physical basis, the energy performance of the two principal air-channel arrangements used in grain cleaning machines – the vertical aspiration channel, in which the air stream rises against gravity, and the horizontal (inclined) blowing channel, in which the air stream crosses the falling grain. The comparison is made for an equivalent separation task in order to reveal which arrangement is inherently more energy-efficient and why.

Both channels separate the grain mixture by the aerodynamic properties of its components, primarily the terminal (floating) velocity. Starting from the equation of motion of a particle in an air stream, with the drag force expressed through the floating coefficient, the steady states for both orientations were obtained. In the vertical channel the working air velocity must approach the terminal velocity of the boundary component (about 6–8 m/s), since light impurities are carried upward only when the air velocity exceeds their floating velocity, while sound grain falls under gravity; in addition, the air performs work against gravity to remove the light fraction. In the horizontal channel the vertical transport of the material is provided by gravity, and the air merely deflects the particles horizontally, so a substantially lower velocity (about 3–4 m/s) is sufficient. Since the fan power scales as the cube of the air velocity, this difference in required velocity is strongly amplified in energy consumption. A worked numerical example for an equivalent task gives a fan-power ratio of about 8.5 in favour of the horizontal arrangement, confirmed by the cubic law and supported by trajectory and velocity-relaxation analysis.

It is concluded that the vertical aspiration channel is energetically the more expensive arrangement, mainly because its working velocity is fixed near the terminal velocity and because the air lifts the light fraction against gravity, whereas the horizontal channel exploits gravity for vertical transport and therefore consumes several times less energy (by an estimate, 5–9 times). The advantage of the vertical channel that justifies its dominance in practice is the sharper separation governed by a single parameter and its compactness. The principal levers of energy saving are regulation of the air velocity and a closed-loop air circuit. Further research should experimentally verify the obtained energy relationships and optimise combined vertical–horizontal schemes.

pneumatic separation, aspiration channel, terminal velocity, floating coefficient, energy intensity, grain cleaning machine

Одержано (Received) 22.06.2026

Прорецензовано (Reviewed) 25.06.2026

Прийнято до друку (Approved) 26.06.2026

УДК 622.74: 621.928.23

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2026.56.233-242>

Г. Б. Філімоніхін, проф., д-р техн. наук, В. В. Пирогов, доц., канд. фіз.-матем. наук,
А. І. Гречка, доц., канд. техн. наук, Д. Г. Герасимович

Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна
e-mail: filimonikhink@ukr.net

Збудники двочастотних коливань у яких тіла кочення розганяються силами опору коченню

Запропоновані збудники двочастотних коливань, що працюють на ефекті Зомерфельда, у яких тіла кочення у вигляді куль чи роликів розганяються силами опору коченню. Віброзбудники складаються з корпусу, у якому є кільцева порожнина з біговою доріжкою і отвір для насадження на вал, дебалансної маси, встановленої на корпусі, тіл кочення, встановлених усередині кільцевої порожнини з можливістю кочення по біговій доріжці. Корпус віброзбудника насаджується на вал електродвигуна. Електродвигун з віброзбудником встановлюється на пружно-в'язко закріплену платформу, вібрації якої збуджуються. Запропоновані пристрої працюють як два незалежних інерційних віброзбудника, один з яких є резонансним. Більш швидкі зарезонансні коливання збуджує дебалансна маса на корпусі віброзбудника, яка обертається синхронно з валом електродвигуна. Маса є невеликою, що забезпечує розгін валу до заданої кутової швидкості обертання. Більш повільні, але інтенсивні навіколорезонансні коливання збуджують тіла кочення, які застрягають на частоті, дещо меншу за резонансну через ефект Зомерфельда. Через розгін тіл кочення силами опору коченню виникають стабільні навіколорезонансні вібрації, що не залежать від швидкості обертання корпусу віброзбудника. Збільшення сил опору коченню наближає частоту застрягання тіл кочення до резонансної. Швидкі вібрації залежать від швидкості обертання корпусу і тому ними можна керувати зміною за допомогою частотного перетворювача швидкості обертання корпусу віброзбудника. Запропоновані технічні рішення по збільшенню сил опору коченню. Запропонована практична методика визначення коефіцієнту опору коченню, яка реалізується в умовах, максимально наближених до умов експлуатації віброзбудника. Це забезпечує належну точність визначення коефіцієнту. Сама установка має просту конструкцію, а проведення на ній випробовувань не трудомістко. Запропоновані пристрої застосовні для використання у вібраційних машинах широкого призначення – грохотах, віброситах, вібростолах, віробарабанах тощо, що можуть бути як одномасовими, так і балатомасовими.

вібраційна машина, резонанс, технологічний процес, грохот, вібросито, опір коченню, інерційний віброзбудник, кочення без ковзання

Постановка проблеми. Серед вібромашин типу грохотів, вібросит, сепараторів, вібростолів, віробарабанів (віброфінішерів) тощо перспективними є машини із полічастотними віброзбудниками [1–3]. В них при коливаннях віброплатформи (барабану, сита, решета тощо) з меншою частотою відбувається основна робота з класифікації, просіювання, шліфування тощо. Коливання з більшою частотою підвищують продуктивність роботи вібромашини за рахунок самоочищення сита чи решета, зміни фізико-механічних властивостей сировини, що обробляється тощо.

Серед вібромашин різного призначення перспективними є резонансні [4–6]. У них віброзбудники меншої маси збуджують коливання з більшою амплітудою, що підвищує продуктивність, енергоефективність і надійність роботи вібромашини.

Найбільш перспективними вібромашинами є резонансні полічастотні. Вони суміщають у собі переваги цих двох типів вібромашин [7–9].

Розробка віброзбудників, які дозволяють збуджувати як полічастотні, так і резонансні вібрації, та відповідних вібромашин є актуальною науково-технічною проблемою.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Найбільш простий відомий спосіб збудження резонансних коливань заснований на ефекті Зомерфельда [10,11]. Так, при обертанні дебалансного маятника двигуном недостатньої потужності маятник не може розігнатися і застрягає на навколорезонансній частоті коливань віброплатформи. Цим збуджуються інтенсивні навколорезонансні вібрації, але перевантажується двигун. Для подолання перевантаження пропонувалося розганяти маятник не безпосередньо, а через повітря [12,13], гідродинамічну муфту [14]. Всі варіанти дозволяють створювати керовані резонансні віброзбудники, бо зі збільшенням швидкості обертання приводного валу збільшується сила, що розганяє маятник чим коливання віброплатформи наближаються до резонансних. Але такі віброзбудники і відповідні вібромашини резонансні одночастотні.

В [15] запропоновано використовувати пасивні автобалансири – кульові, роликові і маятникові у якості збудників двочастотних вібрацій.

Двочастотний віброзбудник складається з корпусу, дебалансу, встановленого на корпусі, вантажів, встановлених усередині кільцевої порожнини корпусу. Вантажі можуть бути кулями, роликами або маятниками. Корпус віброзбудника насаджується на вал електродвигуна. Електродвигун з віброзбудником встановлюється на пружно-в'язко встановлену платформу, вібрації якої збуджуються.

Пристрій працює таким чином. Під час пуску валу вантажі зібрані разом. При розгоні валу вантажі також зібрані разом, захоплюються в рух і починають розганятися, але відстають від валу. Коли вал розганяється до робочої зарезонансної швидкості обертання ω вантажі через ефект Зомерфельда не можуть наздогнати вал і застрягають на навколорезонансній частоті Ω , дещо меншій за резонансну. Цим вантажі створюють інтенсивні повільні навколорезонансні вібрації з навколорезонансною частотою коливань платформи Ω . Дебаланс на корпусі віброзбудника також створює вібрації, але швидкі з частотою обертання валу ω . Вантажі автоматично підлаштовуються під резонансну частоту коливань платформи. Причому ця частота може змінюватися залежно від того, як завантажена платформа. Двочастотний віброзбудник можна встановлювати на платформи з різною кінематикою руху в одномасових і багатомасових вібромашинах.

Таким чином, пристрій працює як два інерційні віброзбудники, один з яких – резонансний.

Динаміка запропонованих віброзбудників і одно- та багатомасових вібромашин з цими віброзбудниками досліджена в роботі [9].

Відомі технічні рішення [16], у яких порожнина у корпусі віброзбудника заповнена повністю чи частково мастилом. У такому пристрої кулі чи ролики розганяються силами в'язкого опору Ньютона, які створює мастило усередині корпусу [9]. При цьому, чим швидше обертається корпус, тим більша сила розганяє кулі чи ролики, тим ближче частота застрягання тіл кочення до резонансної частоти вібромашини. Тому, зміною робочої частоти обертання валу (через частотний перетворювач) можна змінювати інтенсивність повільних, навколорезонансних вібрацій. Але при цьому змінюються і швидкі вібрації.

В [9] побудована загальна теорія таких віброзбудників у випадку, коли вантажі розганяються силами в'язкого опору, утвореними мастилом. Такі віброзбудники дозволяють створювати універсальні вібромашини широкого призначення. Наприклад, один вібростол можна використовувати як для ущільнення будівельних сумішей (малоінтенсивні вібрації), так і для сепарації, класифікації, просіювання (інтенсивні вібрації із створенням киплячого шару).

Але одночасна зміна повільних і швидких вібрацій при зміні швидкості обертання корпусу обмежує використання вібромашини на великих частотах обертання вала, наприклад, в вібростолах при ущільненні будівельних сумішей.

Відомий збудник двочастотних вібрацій, який відрізняється тим, що з метою забезпечення розгону вантажів під час пуску вібромашини в порожнину віброзбудника заливається мастило так, щоб нижні вантажі були повністю занурені у мастило при нерухомому корпусі, а на доріжці виконано паз, у який уходить мастило на робочих швидкостях обертання валу [18].

Перевага – мастило після розгону корпусу віброзбудника уходить у паз і не створює в'язких сил опору, що намагаються розігнати вантажі. Вантажі розганяються силами опору коченню, а останні не залежать від швидкості кочення вантажів по біговій доріжці. Через це у розглянутих пристроїв повільні навколорезонансні коливання стають стабільними [18]. Вони на великих швидкостях обертання корпусу майже не залежать від швидкості обертання корпусу. Це дозволяє створювати вібромашини з незалежною змінною частотою швидких вібрацій.

Недоліками пристроїв є поганий розгін куль (роликів), збудження кулями (роликами) недостатньо інтенсивних повільних навколорезонансних вібрацій. Недоліки викликані тим, що кулі (ролики) розганяються невеликими силами опору коченню. Ці сили виникають при коченні куль (роликів) по біговій доріжці, коли корпус вже розігнався, а кулі (ролики) від нього відстають. Невелика розгінна сила не може достатньо наблизити частоту застрягання куль (роликів) до резонансної частоти вібромашини. Тому повільні навколорезонансні вібрації, які збуджують кулі (ролики), віддалені від резонансу і недостатньо інтенсивні.

Для розгону куль і роликів можна використовувати збільшені сили опору коченню. Це дозволить створювати віброзбудники, які при швидкому обертанні вала будуть збуджувати інтенсивні навколорезонансні вібрації, які не залежать від швидкості обертання вала. Тоді, зміною частоти обертання вала можна буде змінювати швидкі вібрації платформи не змінюючи навколорезонансну складову коливань.

Отже, теорія двочастотних інерційних віброзбудників, що працюють на ефекті Зомерфельда і у яких тіла кочення розганяються силами опору коченню має істотну неповноту [9]. Так, немає методики визначення розганяючих сил, частоти застрягання тіл кочення, немає технічних рішень по збільшенню сил опору коченню.

В роботах [19-21] запропоновані аналітичні залежності для визначення коефіцієнта опору кочення при коченні кулі і циліндра по різних поверхнях, проаналізовані фактори, що впливають на величину сил опору кочення. Огляд, проведений в [19] показує, що сили опору кочення залежать від багатьох факторів, таких як форми тіл кочення і бігової доріжки, шорсткостей поверхонь, твердості матеріалів, наявності змащення, сил тиску між тілами тощо. Але одержані аналітичні формули мають чисто теоретичне значення і незастосовні на практиці, бо містять коефіцієнти, що визначаються тільки експериментально. Тому на практиці сили опору кочення визначаються експериментальними методами в умовах, наближених до експлуатаційних.

Постановка завдання. Метою роботи є обґрунтування конструкції віброзбудника двочастотних коливань, який працює на ефекті Зомерфельда і у якому тіла кочення розганяються силами опору коченню.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні завдання:

1) запропонувати технічні рішення по збільшенню сил опору коченню в кульових і роликівих збудниках двочастотних вібрацій, що працюють на ефекті Зомерфельда;

2) розробити методику визначення розгінних сил, утворених силами опору коченню.

Виклад основного матеріалу. Розглянемо технічні рішення по збільшенню сил опору коченню в кульових і роликівих збудниках двочастотних вібрацій, що працюють на ефекті Зомерфельда

Запропоновані тіла кочення з підвищеним коефіцієнтом опору коченню (рис. 1).

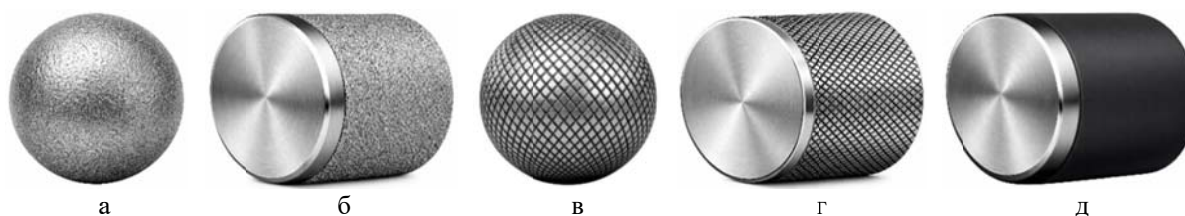


Рисунок 1 – Тіла кочення з підвищеним коефіцієнтом опору коченню:

а – шорстка куля; б - шорсткий ролик; в – рифлена куля; в - рифлений ролик;

г – ролик у гільзі з в'язко-пружного матеріалу

Джерело: розроблено авторами

На рис. 2 представлені ескізи нових віброзбудників з запропонованими тілами кочення.

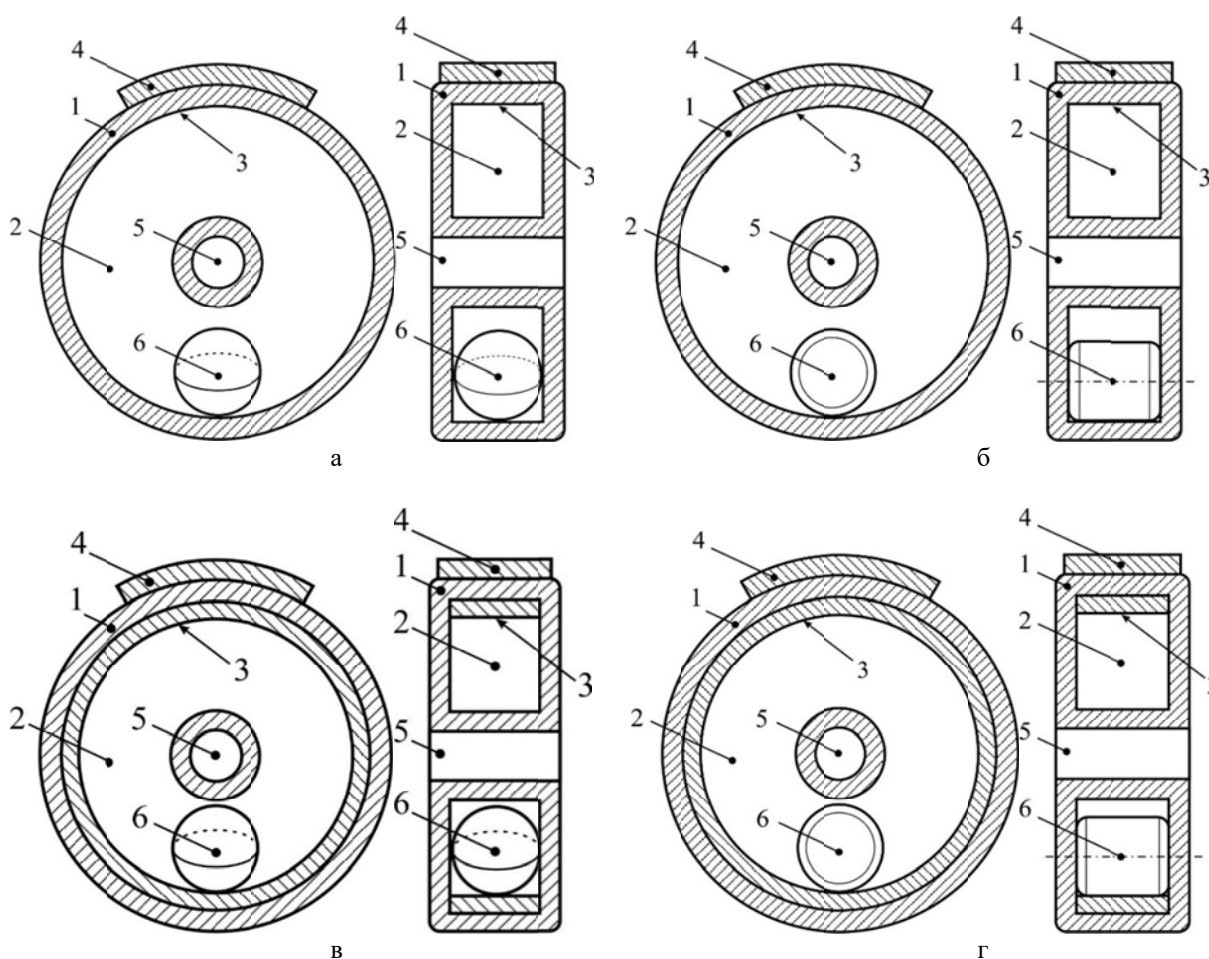


Рисунок 2. – Варіанти двочастотних віброзбудників:

а – кульового; б – роликівого;

в – кульового з окремою доріжкою; г – роликівого з окремою доріжкою

Джерело: розроблено авторами

Вібробудники мають корпус 1, який має кільцеву порожнину 2 з біговою доріжкою 3, дебалансну масу 4, отвір для насадження на вал 5, тіло кочення 6, установлене у порожнині з можливістю кочення по біговій доріжці. Бігова доріжка може бути частиною корпусу (рис. 2, а, б), або бути виконана окремо у вигляді вкладки з більш м'якого матеріалу (рис. 2, в, г).

На рис. 2.3 зображено збудник двочастотних вібрацій 1 насаджений на вал 7 двигуна 8. Двигун встановлений опорами 9 на платформу 10. Платформу підтримують пружно-в'язкі опори 11, а напрямні 12 дозволяють платформі коливатися поступально вертикально.

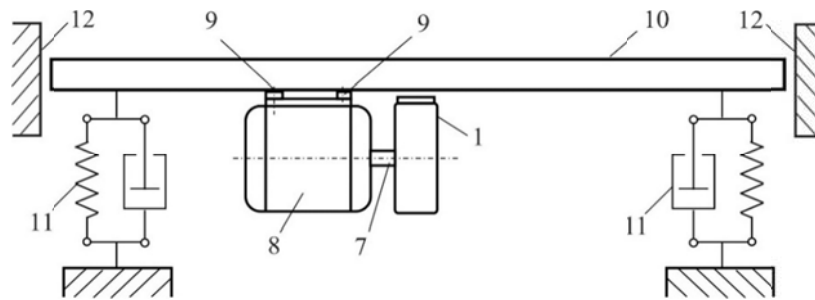


Рисунок 3 – Одномасова вібромашина з прямолінійним поступальним рухом платформи
Джерело: розроблено авторами

Збудник двочастотних вібрацій може встановлюватися і на багатомасові вібромашини з різною кінематикою руху платформ. Незалежно від завантаження вібромашини тіло кочення буде автоматично підстроюватися під поточну резонансну частоту вібромашини.

Розглянемо особливості роботи нових пристроїв. Розгін тіла кочення у вібробуднику силами сили опору коченню принципово змінює роботу вібробудника. При обертанні корпусу з дорезонансними швидкостями тіло кочення обертається з корпусом (після розгону) синхронно. Це дозволяє керувати повільними дорезонансними вібраціями шляхом зміни швидкості обертання корпусу.

При перевищенні швидкості обертання корпусу швидкості застрягання тіла кочення, тіло кочення починає котитися по доріжці і при цьому застряє на сталій навколорезонансній швидкості. Цим збуджуються стабільні навколорезонансні вібрації, які не залежать від швидкості обертання корпусу.

На рис. 4 представлена амплітудно-частотна характеристика повільних коливань платформи.

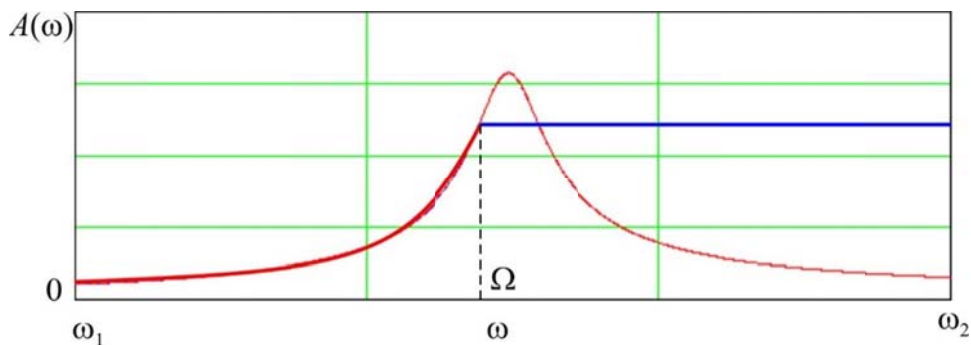


Рисунок 4 – Амплітуда частотна характеристика повільних коливань платформи
Джерело: розроблено авторами

Використання у якості розганяючих сил – сил опору коченню дозволяє обмежувати потужність повільних навколорезонансних вібрацій при підході до резонансу (рис. 4). А саме, кулі перестають розганятися синхронно з корпусом і застрягають на сталій дорезонансній кутовій швидкості. Це розвантажує двигун і дозволяє йому розігнатися до заданої швидкості обертання.

Слід відзначити, що розглянуті способи збільшення моменту опору коченню застосовні на практиці і дозволяють збільшувати цей момент у широких межах. Але чисто теоретично розраховувати момент опору коченню з належною точністю неможливо [19-21]. Тому розглянемо експериментальну методику визначення зазначеного моменту.

Будемо визначати коефіцієнт моменту опору коченню експериментальними методами в умовах, наближених до експлуатаційних. На рис. 5 показана схема для визначення статичного і динамічного коефіцієнтів опору коченню експериментальним методом.

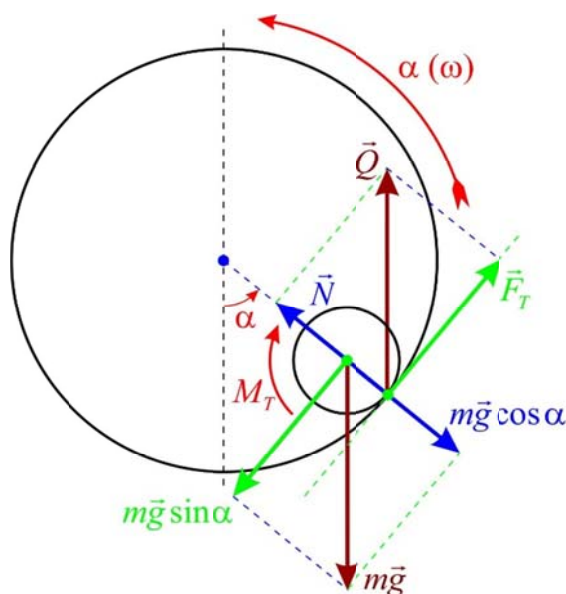


Рисунок 5 – Схема для визначення статичного і динамічного моменту опору коченню

Джерело: розроблено авторами

Використовується корпус вібробудника і куля чи ролик. Корпус розташовується вертикально, усередину вставляється куля.

Для визначення статичного коефіцієнту опору коченню корпус повільно повертається на граничний кут α_{cm} , при якому куля перестане рухатися з корпусом як одне ціле і не почне котитися.

З рис. 4 знаходимо

$$M_T = F_T r = mgr \sin \alpha_{cm}. \quad (1)$$

З іншого боку

$$M_T = \delta_{cm} N = \delta_{cm} mg \cos \alpha_{cm}. \quad (2)$$

Тоді

$$\delta_{cm} mg \cos \alpha_{cm} = mgr \sin \alpha_{cm}.$$

Звідки знаходимо

$$\delta_{cm} = r \tan \alpha_{cm} \approx r \alpha_{cm}. \quad (3)$$

Для визначення динамічного коефіцієнту опору коченню корпус обертається зі сталою кутовою швидкістю ω . Замірюється кут α , на який відхилиться кулька від вертикалі під час кочення по доріжці. Коефіцієнт опору коченню дорівнюватиме

$$\delta = r \tan \alpha \approx r\alpha. \quad (4)$$

Для більш точного визначення кутів α_{cm} , α можна використовувати цифрові фотографії. Кути визначаються шляхом графічної обробки фотографій.

Слід відзначити, що розглянуті методики майже не застосовні у випадку кочення кулі чи ролика у підшипнику. Через малі моменти опору коченню кути відхилень α_{cm} , α будуть майже непомітні. У нових віброзбудниках моменти опору коченню спеціально значно підвищуються – у десятки, навіть сотні разів. Це зробить кути відхилень α_{cm} , α значними і помітними.

В подальшому планується провести дослідження з визначення частоти застрягання тіл кочення при відомих силах опору коченню. Це дозволить підбирати сили опору коченню так, щоб тіла кочення гарантовано розганялися, застрягали достатньо близько до резонансної частоти для збудження інтенсивних навколорезонансних вібрацій, не мали змоги розігнатися до швидкості обертання корпусу.

Висновки.

1. Розгін тіла кочення у віброзбуднику силами сили опору коченню принципово змінює роботу віброзбудника. При обертанні корпусу з дорезонансними швидкостями тіло кочення обертається з корпусом (після розгону) синхронно. Це дозволяє керувати повільними дорезонансними вібраціями шляхом зміни швидкості обертання корпусу.

При перевищенні швидкості обертання корпусу швидкості застрягання тіла кочення, тіло кочення починає котитися по доріжці і при цьому застряє на сталій навколорезонансній швидкості. Цим збуджуються стабільні навколорезонансні вібрації, які не залежать від швидкості обертання корпусу.

Використання у якості розганяючих сил – сил опору коченню дозволяє обмежувати потужність повільних навколорезонансних вібрацій при підході до резонансу. А саме, кулі перестають розганятися синхронно з корпусом і застрягають на сталій дорезонансній кутовій швидкості. Це розвантажує двигун і дозволяє йому розігнатися до заданої швидкості обертання.

2. Запропонована практична методика визначення коефіцієнту опору коченню реалізується в умовах, максимально наближених до умов експлуатації віброзбудника. Це забезпечує належну точність визначення коефіцієнту. Сама установка має просту конструкцію, а проведення на ній випробовувань не трудомістко.

Список літератури

1. Лапшин Е.С., Шевченко А.И. Аналіз стану розвитку вібраційного грохочення при зневодненні мінеральної сировини. *Геотехнічна механіка: міжвід. сб. наук. праць*. 2012. Вип. 101. С. 84–104.
2. Застосування вібраційної техніки з бігармонійним режимом коливальних при збагаченні вугілля / Е. Е. Гарковенко, Е. И. Назимко, С. Л. Букин та ін. *Вугілля України*. 2011. С. 41–44.
3. Булат, А.Ф., Шевченко, Г.А.: Вплив полічастотних коливальних просіваючих поверхонь вібраційних грохотів на розділення сипких матеріалів. *Науковий вісник НГУ*. 2010. № 4. С. 92–97.
4. Крюков, Б.І.: Динаміка вібраційних машин резонансного типу. К.: Наукова думка, 1967.
5. Обґрунтування конструкції та моделювання роботи резонансного двомасового вібростолу з інерційним приводом [Електронний ресурс] / О. С. Ланець, В. М. Гурський, О. В. Ланець, Я. В. Шпак. *Вісник Національного університету "Львівська політехніка". Динаміка, міцність та проектування машин і приладів*. 2014. № 788. С. 28-36. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/VNULPDM_2014_788_7

6. Comparative analysis of energy efficiency in the use of vibration-type process machines in resonant and superresonant operating modes / I.P. Lyan, G.Y. Panovko, A.E. Shokhin. *Obogashcheine Rud.* 2019. № 6. P. 42-49.
7. Забезпечення двочастотних резонансних режимів роботи вібраційного стола для ущільнення бетоносумішей / В. М. Гурський, І. В. Кузьо, О. С. Ланець. *Вісник Національного університету "Львівська політехніка" "Динаміка, міцність та проектування машин і приладів"*. Львів, 2010. № 678. С. 44–51.
8. Кузьо І.В., Ланець О.С., Гурський В.М. Обґрунтування технологічної ефективності двочастотних резонансних вібраційних машин з імпульсним електромагнітним збуренням. *Науковий вісник НГУ*. 2013. № 3. С. 71–77. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Nvngu_2013_3_23
9. Яцун В. В. Динаміка двочастотних резонансних вібростатів, що працюють на ефекті Зоммерфельда: дис. ... д-ра техн. наук: 05.02.09 – динаміка та міцність машин / МОН України, Центральноукраїнський національний технічний університет. Кропивницький, 2024. 407 с. URL: <https://ena.lpnu.ua/items/e49c1f95-5d4b-4651-97ad-def20fe2de57>
10. Sommerfeld A. Beitrage zum dynamischen Ausbau der Festigkeitslehre. *Phys. Z.* 1902. Band 3. S. 266–271.
11. Краснопольська Т.С. Ефект Зоммерфельда – Кононенко та його дослідження. *Проблеми обчислювальної механіки і міцності конструкцій*. 2018. Вип. 28. С. 89–109. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Pom_2018_28_10
12. Кузьо І. В., Ланець О. В., Гурський В. М. Синтез низькочастотних резонансних вібраційних машин з аероінерційним збуренням. *Науковий вісник Національного гірничого університету*. 2013. № 2. С. 60–67. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Nvngu_2013_2_11
13. Ланець О. В. Створення резонансних вібраційних машин з аероінерційним збуренням : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.02.02 – машинознавство Національний університет "Львівська політехніка". Львів, 2013. 20 с.
14. Kapalo, O. Lanets, O. Vambol, and I. Derevenko. Parameter development and analysis of the oscillatory system of a two-mass resonant vibrating table with an inertial drive" *Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Materials Science*. 2025. Vol. 11. No. 4. Pp. 36–49. doi: <https://doi.org/10.23939/ujmems2025.04.036>
15. Застосування пасивного автобалансира як збудника кругових двочастотних вібрацій: пат. 92337 Україна: МПК F04D 29/66 (2006.01) / Філімоніхін Г.Б., Яцун В.В.; заявник та патентовласник Кіровоградський нац. техн. університет. № u201402718; заявл. 18.03.2014; опубл. 11.08.2014, Бюл. №15.
16. Збудник двочастотних вібрацій: пат. 140805 Україна: МПК B07B 1/40, B06B 1/10, G01M 1/32 (2006.01) / Філімоніхін Г.Б., Яцун В.В., Носик В.М.; № u201908913; заявл. 23.07.2019; опубл. 10.03.2020, Бюл. №5/2020.
17. Yatsun, V. Experimental study of resonance vibrations of the vibratory machine excited by a ball auto-balancer. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2020. Vol. 2, N 1 (104). P. 32–40. DOI: <http://dx.doi.org/10.15587/1729-4061.2020.201105>
18. Збудник двочастотних вібрацій: пат. 140801 Україна: МПК B07B 1/40, B06B 1/16, G01M 1/32 (2006.01), / Філімоніхін Г.Б., Яцун В.В., Давидов В.С.; заявка № u201908899; заявл. 23.07.2019; опубл. 10.03.2020, Бюл. №5/2020.
19. Опір коченню в механізмах з точковими та лінійними схемами дотику. / Бондаренко Л. М., Дьомін Г. К., Буратинський А. П., Дорофєєва В. С. *Вісник Придніпровської державної академії будівництва та архітектури*. 2019. No.5 С.257–258. URL: <https://doi.org/10.30838/J.BPSACEA.2312.221019.19.517>
20. Бешун О. А., Меланченко Я. В. Аналіз факторів, які впливають на силу і коефіцієнт опору коченню колеса. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Київ: НУБіП України, 2018. Т. 9, № 4. С. 123–131. ISSN 2663-1334 (print), ISSN 2663-1342 (online). URL: <https://doi.org/10.31548/me2018.04.123>
21. Кроль Р.М., Бондаренко Л.М. Порівняння опору коченню кульки і циліндра при різних схемах контакту. *Вісник Придніпровської державної академії будівництва та архітектури*. 2014. № 10. С. 31-36. URL: <http://srd.pgasa.dp.ua:8080/xmlui/handle/123456789/11550>

References

1. Lapshin, E. S., & Shevchenko, A. I. (2012). Analiz stanu rozvytku vibratsiinoho hrokhochennia pry znevodnenni mineralnoi syrovyny. Heotekhnichna mekhanika: Mizhviddilovy zbirnyk naukovykh prats, (101), 84–104. [in Ukrainian].
2. Harkavenko, E. E., Nazymko, E. I., Bukin, S. L., et al. (2011). Zastosuvannia vibratsiinoi tekhniky z biharmoniynym rezhymom kolyvan pry zbahachenni vuhillia. Vuhillia Ukrainy, 41–44. [in Ukrainian].
3. Bulat, A. F., & Shevchenko, H. A. (2010). Vplyv polichastotnykh kolyvan prosiuiuchykh poverkhon vibratsiinykh hrokhativ na rozdilennia sypekhykh materialiv. Naukovyi visnyk NHU, (4), 92–97. [in Ukrainian].
4. Kriukov, B. I. (1967). Dynamika vibratsiinykh mashyn rezonansnoho typu. Kyiv: Naukova dumka. [in Ukrainian].
5. Lanets, O. S., Hurskyi, V. M., Lanets, O. V., & Shpak, Ya. V. (2014). Obgruntuvannia konstruksii ta modeliuvannia roboty rezonansnoho dvomasovoho vibrostola z inertsynym pryvodom [Elektronnyi resurs]. Visnyk Natsionalnoho universytetu "Lvivska politekhnika". Dynamika, mitsnist ta proektuvannia mashyn i pryladiv, (788), 28–36. Retrieved from http://nbuv.gov.ua/UJRN/VNULPDM_2014_788_7 [in Ukrainian].
6. Lyan, I. P., Panovko, G. Y., & Shokhin, A. E. (2019). Comparative analysis of energy efficiency in the use of vibration-type process machines in resonant and superresonant operating modes. Obogashchenie Rud, (6), 42–49.
7. Hurskyi, V. M., Kuzyo, I. V., & Lanets, O. S. (2010). Zabezpechennia dvochastotnykh rezonansnykh rezhymiv roboty vibratsiinoho stola dlia ushchilnennia betonosumishei. Visnyk Natsionalnoho universytetu "Lvivska politekhnika". Dynamika, mitsnist ta proektuvannia mashyn i pryladiv, (678), 44–51. [in Ukrainian].
8. Kuzyo, I. V., Lanets, O. S., & Hurskyi, V. M. (2013). Obgruntuvannia tekhnolohichnoi efektyvnosti dvochastotnykh rezonansnykh vibratsiinykh mashyn z impulsnym elektromahnitnym zburenniam. Naukovyi visnyk NHU, (3), 71–77. Retrieved from http://nbuv.gov.ua/UJRN/Nvngu_2013_3_23 [in Ukrainian].
9. Yatsun, V. V. (2024). Dynamika dvochastotnykh rezonansnykh vibromashyn, shcho pratsuiut na efekti Zommerfelda (Doctoral dissertation). Centralnoukrainskyi natsionalnyi tekhnichnyi universytet, Kropyvnytskyi. Retrieved from <https://ena.lpnu.ua/items/e49c1f95-5d4b-4651-97ad-def20fe2de57> [in Ukrainian].
10. Sommerfeld, A. (1902). Beitrage zum dynamischen Ausbau der Festigkeitslehre. Physikalische Zeitschrift, 3, 266–271. [in German].
11. Krasnopol'ska, T. S. (2018). Efekt Zommerfelda–Kononenka ta yoho doslidzhennia. Problemy obchysluvalnoi mekhaniky i mitsnosti konstruksii, (28), 89–109. Retrieved from http://nbuv.gov.ua/UJRN/Pom_2018_28_10 [in Ukrainian].
12. Kuzyo, I. V., Lanets, O. V., & Hurskyi, V. M. (2013). Syntez nyzkhochastotnykh rezonansnykh vibratsiinykh mashyn z aeroinertsijnym zburenniam. Naukovyi visnyk Natsionalnoho hirnychoho universytetu, (2), 60–67. Retrieved from http://nbuv.gov.ua/UJRN/Nvngu_2013_2_11 [in Ukrainian].
13. Lanets, O. V. (2013). Stvorennia rezonansnykh vibratsiinykh mashyn z aeroinertsijnym zburenniam (Abstract of candidate dissertation). Lvivska politekhnika, Lviv. [in Ukrainian].
14. Kapalo, O., Lanets, O., Vambol, I., & Derevenko, I. (2025). Parameter development and analysis of the oscillatory system of a two-mass resonant vibrating table with an inertial drive. Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Materials Science, 11(4), 36–49. <https://doi.org/10.23939/ujmems2025.04.036>
15. Filimonikhin, H. B., & Yatsun, V. V. (2014). Patent UA 92337. Zastosuvannia pasyvnoho avtobalansyrya yak zbudnyka kruhovyykh dvochastotnykh vibratsii. Kirovohradskyi NTU. [in Ukrainian].
16. Filimonikhin, H. B., Yatsun, V. V., & Nosyk, V. M. (2020). Patent UA 140805. Zbudnyk dvochastotnykh vibratsii. [in Ukrainian].
17. Yatsun, V. (2020). Experimental study of resonance vibrations of the vibratory machine excited by a ball auto-balancer. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 2(1), 32–40. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2020.201105>
18. Filimonikhin, H. B., Yatsun, V. V., & Davydov, V. S. (2020). Patent UA 140801. Zbudnyk dvochastotnykh vibratsii. [in Ukrainian].
19. Bondarenko, L. M., D'omin, H. K., Buratynskyi, A. P., & Dorofieieva, V. S. (2019). Opir kochennia v mekhanizмах z tochkovymy ta liniinymy skhemamy dotyku. Visnyk Prydniprov's'koi derzhavnoi

- akademii budivnytstva ta arkhitektury, (5), 257–258.
<https://doi.org/10.30838/J.BPSACEA.2312.221019.19.517> [in Ukrainian].
20. Beshun, O. A., & Melanchenko, Ya. V. (2018). Analiz faktoriv, yaki vplyvaiut na sylu i koefitsient oporu kochennia koleasa. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research, 9(4), 123–131. <https://doi.org/10.31548/me2018.04.123> [in Ukrainian].
21. Krol, R. M., & Bondarenko, L. M. (2014). Porivniannia oporu kochennia kulky i tsylindra pry riznykh skhemakh kontaktu. Visnyk Prydniprovskoi derzhavnoi akademii budivnytstva ta arkhitektury, (10), 31–36. Retrieved from <http://srd.pgasa.dp.ua:8080/xmlui/handle/123456789/11550> [in Ukrainian].

Gennadiy Filimonikhin, Prof., DSc, Volodymyr Pirogov, Assoc. Prof., PhD Physical and Mathematical sci, Andrii Hrechka, Assoc. Prof., PhD tech. sci, Denys Gerasymovych, student.

Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine

Exciters of Two Frequency Oscillations in Which the Rolling Elements are Accelerated by Rolling Resistance Forces

Dual-frequency vibration exciters operating on the Sommerfeld effect are proposed, in which rolling bodies in the form of balls or rollers are accelerated by rolling resistance forces. The vibration exciters consist of a housing with an annular cavity with a raceway and a hole for mounting on the shaft, an unbalanced mass mounted on the housing, and rolling bodies mounted inside the annular cavity with the ability to roll on the raceway. The vibration exciter housing is mounted on the shaft of an electric motor. The electric motor with the vibration exciter is mounted on an elastically-viscous fixed platform, the vibrations of which are excited. The proposed devices operate as two independent inertial vibration exciters, one of which is resonant. Faster super-resonant vibrations are excited by the unbalanced mass on the vibration exciter housing, which rotates synchronously with the electric motor shaft. The mass is small, which ensures acceleration of the shaft to a given angular speed of rotation. Slower but intense near-resonant vibrations excite the rolling elements, which get stuck at a frequency slightly lower than the resonant frequency due to the Sommerfeld effect. Due to the acceleration of the rolling elements by the rolling resistance forces, stable near-resonant vibrations arise that do not depend on the speed of rotation of the vibration exciter housing. An increase in the rolling resistance forces brings the rolling element jamming frequency closer to the resonant frequency. Fast vibrations depend on the speed of rotation of the housing and therefore can be controlled by changing the speed of rotation of the vibration exciter housing using a frequency converter. Technical solutions are proposed to increase the rolling resistance forces. A practical method for determining the rolling resistance coefficient is proposed, which is implemented in conditions that are as close as possible to the operating conditions of the vibration exciter. This ensures the proper accuracy of determining the coefficient. The installation itself has a simple design, and conducting tests on it is not laborious. The proposed devices are applicable for use in vibrating machines of wide purpose - screens, vibrating screens, vibrating tables, vibrating drums, etc., which can be both single-mass and multi-mass.

vibrating machine, resonance, technological process, screen, vibrating screen, rolling resistance, inertial vibrator, rolling without slipping

Одержано (Received) 17.06.2026

Прорецензовано (Reviewed) 22.06.2026

Прийнято до друку (Approved) 24.06.2026

УДК 631.363:621.926:621.01

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2026.56.243-255>**Н. А. Доценко**, проф., д-р пед. наук, **О. А. Горбенко**, доц., канд. техн. наук,**О. С. Садовий**, доц., канд. техн. наук, **О. В. Баранова***Миколаївський національний аграрний університет, м. Миколаїв, Україна**e-mail: dotsenkona@mnaui.edu.ua*

Проектування енергоефективного обладнання для подрібнення фуражного зерна для комбікормового виробництва з оптимізацією конструкційних і технологічних параметрів

Розроблено конструктивне рішення енергоефективного обладнання для подрібнення фуражного зерна, що призначене для впровадження в технологічні лінії підприємств малих форм господарювання. Обґрунтовано конструкційно-технологічну схему подрібнювача, яка передбачає використання ротора з подрібнювальними елементами зі скошеною кромкою, решета, двох дек, вібратора та амортизаторів. Встановлено, що розподіл робочої камери на чотири функціональні сектори забезпечує поетапну інтенсифікацію процесу подрібнення за рахунок послідовної ударної та стиральної дії на зерновий матеріал. Доведено, що застосування подрібнювальних елементів зі скошеною кромкою сприяє збільшенню площі контакту зерна з робочими органами, що підвищує ефективність руйнування частинок та зменшує питомі енерговитрати. Використання вібраційного впливу на робочу камеру дозволяє знизити налипання матеріалу на робочі поверхні, що зменшує енергоємність процесу та інтенсивність зношування елементів машини. Впровадження амортизаторів забезпечує зниження динамічних навантажень і підвищує надійність та довговічність конструкції.

енергоефективне обладнання, подрібнення зерна, комбікормове виробництво, конструкційні і технологічні параметри, кінематичні характеристики, механіка руйнування матеріалів, удар

Постановка проблеми. Сучасні тенденції до впровадження технологій сталого розвитку агропромислового виробництва сприяють зростанню вимог щодо ефективності використання енергетичних і матеріальних ресурсів, підвищенню рівня якості продукції та забезпеченню технологічних процесів сучасним обладнанням. Водночас, енергозатрати на підготовку комбікорму займають ключове місце у технологічному процесі виробництва комбікорму, зокрема процеси подрібнення фуражного зерна та змішування компонентів. Якість здійснення технологічної операції подрібнення компонентів комбікорму в подальшому впливає на ступінь засвоєваності кормів, а гранулометричний склад корелюється із однорідністю суміші. Конструкції машин для подрібнення фуражного зерна, що використовуються в сучасних умовах агропромислового комплексу України часто характеризуються високим ступенем енергоємності, металоємності та інтенсивним зносом робочих органів. Тому зумовлена необхідність до зниження питомих енерговитрат під час технологічного процесу подрібнення фуражного зерна, зокрема під час реалізації технологічного процесу виробництва комбікормів. Також виникає потреба у вдосконаленні конструктивних рішень обладнання для подрібнення фуражного зерна із врахуванням особливостей механіки руйнування матеріалів, кінематики робочих органів та технологічних режимів роботи. Зокрема, врахування закономірностей взаємодії зернового матеріалу з робочими органами подрібнювальних машин повинно базуватися на обґрунтованому

виборі технологічних та конструктивних параметрів пристроїв для подрібнення з метою зниження витрат енергії для реалізації технологічного процесу подрібнення фуражного зерна. Вдосконалення конструктивних параметрів обладнання для подрібнення фуражного зерна, зокрема робочих органів, що безпосередньо здійснюють процес подрібнення повинно сприяти збільшенню енергії удару, та, відповідно, покращенню модуля подрібнення та вирівнюванню гранулометричного складу комбікормових сумішей. Тому реалізація процесу впровадження енергоефективного обладнання в умовах комбікормових ліній сприяє підвищенню експлуатаційного ресурсу обладнання, зниження витрат, підвищенню якісних показників готових комбікормів. Таким чином, розробка і впровадження енергоефективного обладнання для подрібнення фуражного зерна сприятиме підвищенню рівня конкурентоспроможності як для підприємств комбікормового виробництва, так і для підприємств малих форм власності, що використовують власні потужності для виробництва комбікормів та здійснюють самостійне забезпечення ферм кормовою базою.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналіз наукових робіт щодо питань машиновикористання у комбікормовому виробництві свідчить про те, що проблеми енергоефективності технологічних процесів подрібнення та змішування є ключовими. Зокрема, в роботі [1] розглянуті основні підходи до реалізації технологічної операції змішування в шнекових змішувачах, а саме: оптимізація швидкості обертання, обсяг подрібнювальної камери та час проведення технологічного циклу. Створення моделей енергетичного балансу [2] дозволяють здійснити прогнозування розподілу частинок за розміром, що позитивно вплине на гранулометричний склад вихідного продукту [3]. Сучасні дослідження в галузі подрібнення зерна присвячені підвищенню енергоефективності процесу, вибору конструктивних параметрів обладнання та врахуванню матеріальних властивостей робочих органів і подрібненої сировини. Значна частина досліджень зосереджена на процесі подрібнення та енергозбереженні. Зокрема, дослідження процесів у кульових та змішувальних млинах показують, що енергоефективність таких пристроїв визначається, перш за все, співвідношенням технологічних параметрів, таких як швидкість обертання, розмір подрібнюючого середовища та час обробки [4]. Водночас, енергетичні моделі та баланси дозволяють прогнозувати розподіл частинок за розміром та зменшувати надмірні витрати енергії. Іншим напрямком досліджень є робота молоткових дробарок, що використовуються у виробництві кормів. Відомо, що ефективність їхньої роботи визначається не лише кінематичними параметрами, але й геометрією робочих елементів та умовами взаємодії матеріалів [5]. Модифікація вищезазначених параметрів дозволяє зменшити питомі енерговитрати та збільшити товарний вихід продукції [6]. У процесі подрібнення важливу роль відіграють властивості зернового матеріалу. Зокрема, було встановлено, що вологість, структура та механічні властивості зерна мають значний вплив на енерговитрати та механізм руйнування [7]. Це свідчить про необхідність врахування матеріалознавчих характеристик зернового матеріалу під час розробки обладнання. Велика увага приділяється матеріалам робочих органів та їх зносостійкості. Застосування передових матеріалів та покриттів, зокрема матеріалів із твердими вставками, дозволяє покращити зносостійкість обладнання та сталість технологічних параметрів [8]. У цьому плані матеріалознавчий підхід базується на оптимізації комплексу твердості, в'язкості та зносостійкості робочих поверхонь. Ще однією важливою тенденцією є комплексний підхід до оцінки енергоефективності технологічних процесів у зерновій промисловості, включаючи подрібнення, а також інших процесів, таких як сушіння та транспортування [9]. Це дає змогу розглядати

процес подрібнення як частину системи виробництва енергії. Також сучасні тенденції розвитку технологій переробки зерна пов'язані з впровадженням інноваційних технологій, що інтегрують оптимізацію конструкцій обладнання, технологічних параметрів та нових матеріалів [11]. Отже, огляд літературних джерел показує, що підвищення енергоефективності подрібнення зернових матеріалів забезпечується комплексним підходом, який включає: оптимізацію технологічних режимів процесу; врахування фізико-механічних властивостей зерна; удосконалення конструкції робочих органів; застосування зносостійких та функціонально спрямованих матеріалів. Це говорить про можливість застосування принципів матеріалознавства для проектування зернозмелювального обладнання з метою зниження енерговитрат та підвищення ефективності виробництва комбікормів. Аналіз сучасних досліджень та технічних рішень у сфері подрібнення фуражного зерна дозволяє виділити основні підходи та їх особливості. Відомі конструкції зернодробарок із роторно-статорним принципом роботи забезпечують інтенсивне подрібнення за рахунок взаємодії робочих поверхонь. Їх недоліками є підвищене зношування елементів та вимогливість до точності регулювання зазорів. Способи багатоступеневого ударного подрібнення характеризуються високою інтенсивністю руйнування зерна, проте супроводжуються значними ударними навантаженнями, що знижує довговічність обладнання та підвищує енерговитрати [12]. Технології орієнтації та різання зерна перед подрібненням дозволяють підвищити рівномірність гранулометричного складу, але не вирішують проблеми налипання матеріалу та вібраційних навантажень [13]. Методи неперервної подачі та контролю крупності продукту забезпечують стабільність процесу подрібнення, однак характеризуються інтенсивним абразивним зношуванням робочих органів та недостатньою енергоефективністю [14]. Таким чином, існуючі підходи частково вирішують окремі завдання подрібнення зерна, але не забезпечують комплексного підвищення енергоефективності, зниження зносу та стабілізації роботи обладнання. Застосування рішень, спрямованих на стабілізацію потоку зерна, дозволяє забезпечити стабільне навантаження на робочі органи, тобто подрібнювальні елементи працюють у більш сталому режимі без різких перевантажень, що підвищує їхню ефективність і зменшує ризик простоїв або заклинювань [15].

Підвищення однорідності продукту пов'язане з тим, що рівномірне живлення забезпечує однакові умови перебування зерна в зоні подрібнення [16], що сприяє більш стабільному гранулометричному складу готового продукту та зменшенню частки недо- або переподріблених частинок.

Постановка завдання. Сучасне виробництво комбікормів у фермерських та малих сільськогосподарських підприємствах потребує застосування енергоефективного обладнання, що забезпечує високу якість подрібнення фуражного зерна за мінімальних витрат електроенергії. Однак існуючі конструкції молоткових зернодробилок характеризуються значними питомими енерговитратами, інтенсивним зношуванням робочих органів, підвищеними динамічними навантаженнями на елементи конструкції, а також недостатньою однорідністю гранулометричного складу готового продукту. Для вирішення зазначених проблем необхідно розробити конструкцію енергоефективного обладнання для подрібнення фуражного зерна, що забезпечує інтенсифікацію процесу руйнування зернового матеріалу за одночасного зниження енергоемності технологічного процесу.

Виклад основного матеріалу. Пропонується впровадження енергоефективного обладнання для подрібнення фуражного зерна до складу технологічних ліній виробництва комбікорму малих форм власності, що належить галузі сільськогосподарського машинобудування, а саме до пристроїв для переробки

фуражного зерна на комбікорм, і може бути використано як засіб механізації процесу подрібнення або лузання зерна в індивідуальних фермерських господарствах. Метою зазначеного обладнання є підвищення енергоефективності технологічних процесів сільськогосподарського виробництва, які спрямовані на подрібнення фуражного зерна для комбікормового виробництва.

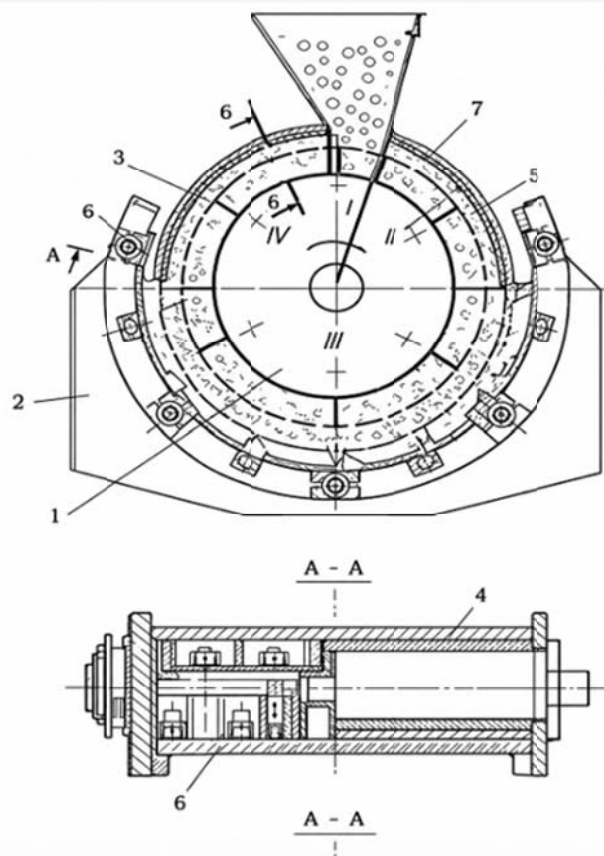
Принцип роботи енергоефективного обладнання для подрібнення фуражного зерна пояснюється кресленням, де на рисунку 1 зображено пристрій для енергоефективного подрібнення фуражного зерна для комбікормового виробництва. До складу пристрою для енергоефективного подрібнення фуражного зерна для комбікормового виробництва входить: ротор з подрібнювальними елементами зі скошеною кромкою 1; рама 2; подрібнювальні елементи зі скошеною кромкою 3; амортизатори 4; решето 5; вібратор 6; деки 7. Також на рисунку зазначено, що I – сектор завантаження; II – сектор першої деки; III – сектор решета; IV – сектор другої деки.

Пристрій виконаний наступним чином: на рамі 2 розміщені ротор 1 з подрібнювальними елементами зі скошеною кромкою, решето 5, деки 7. Подрібнення частинок матеріалу відбувається за рахунок їх послідовних механічних взаємодій з активними (ротор) і пасивними (решето, деки) робочими органами. Весь простір робочої камери можна умовно розділити на 4 сектори: I – сектор завантаження, II – сектор першої деки, III – сектор решета, IV – сектор другої деки. На рисунку 2 зображено розріз ротора з подрібнювальними елементами зі скошеною кромкою.

Для подрібнювальних елементів зі скошеною кромкою (рисунк 3) можуть бути рекомендовані наступні розміри: довжина – 100–110 мм, товщина – 5–7 мм. З урахуванням невеликої маси подрібнювального елемента зі скошеною кромкою, сили реакції в точці підвісу будуть відносно невеликі, а значить, їх вплив на конструкцію машини виявиться незначним, а ступінь подрібнення фуражного зерна збільшуватиметься. Також на кожух подрібнювача вібратором 6 спрямовується вібрація; при цьому налипання частинок транспортованого матеріалу на поверхню деки 7 зменшується, що призводить до зменшення енергоємності та зносу ротора 1. Амортизатори 4 зменшують передачу напружень на корпус зернодробарки. Подрібнювальний елемент виконано зі скошеною кромкою. Збільшення поверхні контакту фуражного зерна з робочим органом (подрібнювальним елементом зі скошеною кромкою) сприяє підвищенню енергоефективності процесу подрібнення.

Пристрій працює таким чином. Зернодробарка змонтована на рамі 2, на якій встановлено ротор 1 із подрібнювальними елементами зі скошеною кромкою, решето 5 та деки 7. Після подачі фуражного зерна в робочу камеру воно надходить у сектор I – сектор завантаження, де потрапляє в зону обертання ротора 1. Обертаючись, ротор 1 з подрібнювальними елементами зі скошеною кромкою надає зерну кінетичну енергію та здійснює первинне ударне руйнування частинок. Далі матеріал переміщується у сектор II – сектор першої деки 7, де відбувається інтенсивна взаємодія частинок з активним робочим органом – ротором 1 – та пасивним робочим органом – декою 7. У результаті багаторазових ударів і стирання ступінь подрібнення зерна зростає. Після цього частинки потрапляють у сектор III – сектор решета 5. Частинки, що досягли заданої крупності, проходять через отвори решета 5 та виводяться з робочої камери. Більш крупні фракції відбиваються від решета 5 та повертаються в зону дії ротора 1 для повторного подрібнення. Подальше доведення матеріалу до необхідного розміру відбувається у секторі IV – секторі другої деки 7, де забезпечується завершальний етап ударно-стиральної дії.

Подрібнювальні елементи ротора 1 мають довжину 100–110 мм і діаметр 5–7 мм та виконані зі скошеною кромкою. Така конструкція збільшує площу контакту зерна з



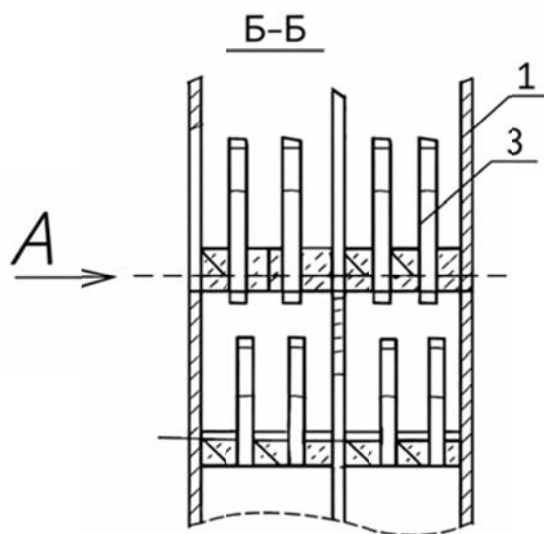


Рисунок 2 – Ротор з подрібнювальними елементами зі скошеною кромкою. Розріз Б–Б
Джерело: розроблено авторами

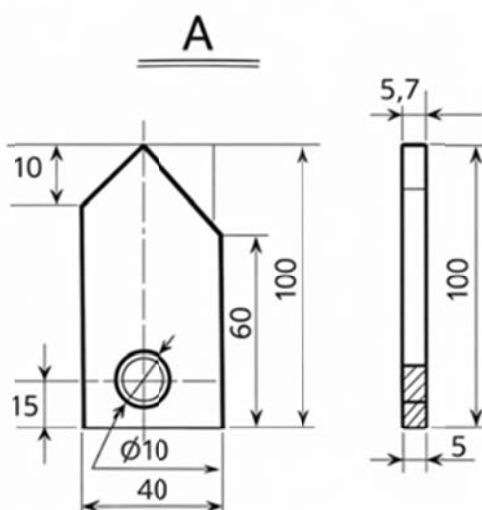


Рисунок 3 – Подрібнювальний елемент зі скошеною кромкою
Джерело: розроблено авторами

Продуктивність енергоефективного обладнання для подрібнення фуражного зерна визначається комплексом взаємопов'язаних режимних і конструкційних параметрів, серед яких визначальними є частота обертання ротора з подрібнювальними елементами зі скошеною кромкою, кількість цих елементів на роторі та подача вихідного матеріалу в робочу камеру. Кожен із зазначених факторів впливає на продуктивність неоднозначно: при недостатніх значеннях обмежується пропускна здатність і ступінь подрібнення, тоді як при надлишкових значеннях проявляються негативні ефекти – взаємне екранування робочих органів, переподрібнення, забивання решета та зростання питомої енергоємності процесу. Це зумовлює наявність раціональних (оптимальних) діапазонів кожного параметра, в межах яких досягається максимальна продуктивність при прийнятних витратах енергії. Нижче наведено три

графічні залежності, побудовані на основі розрахункової моделі процесу подрібнення зерна ударно-стиральної дії в чотирисекторній робочій камері (сектори завантаження, першої деки, решета та другої деки), доповнені умовними експериментальними точками для ілюстрації характеру розкиду даних. Графіки призначені для попереднього аналізу та можуть бути уточнені за результатами власних експериментальних досліджень на фізичній моделі або діючому зразку обладнання.

Частота обертання ротора n (об/хв) безпосередньо визначає кінетичну енергію, яку отримують подрібнювальні елементи зі скошеною кромкою 3, а отже й енергію первинного ударного руйнування часток зерна в секторі завантаження I. Зі збільшенням n зростає лінійна швидкість кінців подрібнювальних елементів, унаслідок чого підвищується інтенсивність ударної взаємодії з матеріалом у секторах I та II (сектор першої деки), а частки швидше досягають розмірів, які дозволяють їм пройти через отвори решета 5 у секторі III.

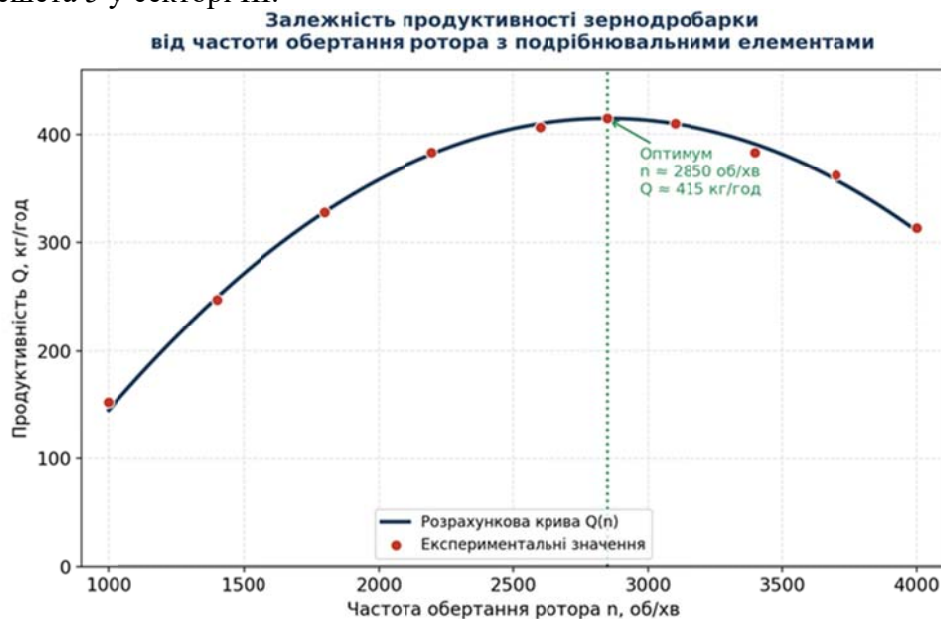


Рисунок 4 – Залежність продуктивності зернодробарки Q від частоти обертання ротора n
Джерело: розроблено авторами

Крива має чітко виражений параболический характер із максимумом продуктивності в зоні $n=2800\text{--}2900$ об/хв. На початковій ділянці ($n=1000\text{--}2200$ об/хв) продуктивність зростає практично пропорційно частоті обертання — це пояснюється тим, що кінетична енергія удару підрозділяється на руйнування частинок, а пропускна здатність решета 5 ще не є обмежувальним фактором. Після досягнення оптимуму подальше збільшення частоти обертання (n більше 3000 об/хв) призводить до зниження продуктивності з таких причин: надлишкове переподрібнення матеріалу в секторах I–II зменшує середній розмір часток понад необхідний, що підвищує енергоємність без приросту виходу готової фракції; зростає кількість часток, що багаторазово повертаються від решета 5 у зону дії ротора I для повторного подрібнення, що знижує ефективну пропускну здатність камери; підвищується аеродинамічний опір обертанню ротора та інтенсивність зношування подрібнювальних елементів 3, що зменшує стабільність робочого процесу; вібратор 6 і амортизатори 4 працюють у режимі підвищених динамічних навантажень, що скорочує термін служби вузлів кріплення. Таким чином, раціональний діапазон частоти обертання ротора для розглянутої конструкції становить орієнтовно 2600–3100 об/хв, у межах якого забезпечується

максимальна продуктивність ($Q=400\text{--}415$ кг/год) за відносно помірних динамічних навантажень на конструкцію.

Кількість подрібнювальних елементів зі скошеною кромкою z (шт.), рівномірно розподілених на роторі 1, визначає густину ударних взаємодій з матеріалом за один оберт ротора. Кожен елемент має довжину 100–110 мм і товщину 5–7 мм, а скошена кромка забезпечує збільшену площу контакту з частками зерна, що сприяє інтенсифікації процесу руйнування.

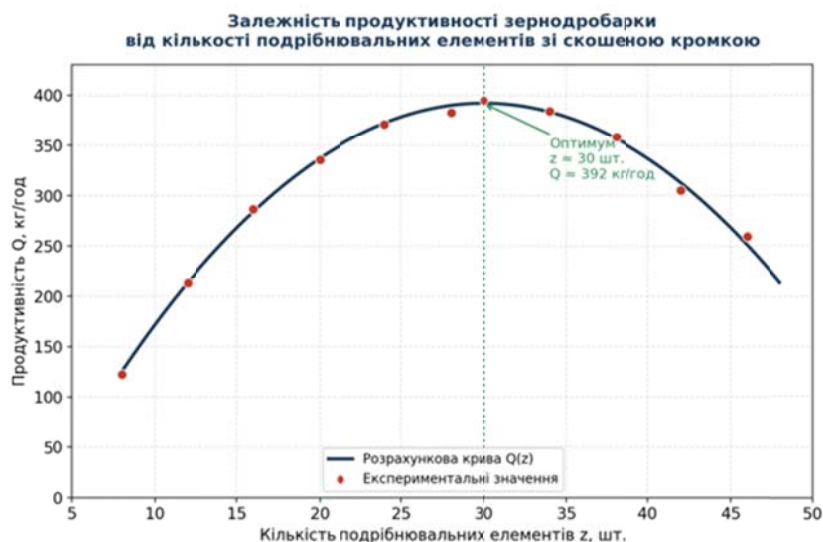


Рисунок 5 – Залежність продуктивності зернодробарки Q від кількості подрібнювальних елементів z
Джерело: розроблено авторами

Залежність $Q(z)$, як і залежність $Q(n)$, має пологий екстремум, проте за іншим фізичним механізмом. При малій кількості елементів ($z = 8\text{--}20$ шт.) частина об'єму робочої камери залишається не охопленою ударною дією за один оберт ротора, тому значна частка матеріалу проходить сектори I–II без достатньої кількості контактів із робочим органом, що знижує продуктивність і погіршує рівномірність подрібнення. Зі збільшенням z до 28–32 шт. зростає ймовірність контакту кожної частки матеріалу з подрібнювальним елементом на шляху проходження через сектори робочої камери, що підвищує продуктивність до максимального значення ($Q=390\text{--}395$ кг/год при $z=30$ шт.). Подальше збільшення кількості елементів ($z > 35$ шт.) спричиняє зниження продуктивності внаслідок таких чинників: взаємне екранування сусідніх подрібнювальних елементів зменшує ефективну робочу площу контакту кожного з них з матеріалом; зростає аеродинамічний та механічний опір обертанню ротора, що підвищує енергоємність процесу без пропорційного приросту виходу готової фракції; збільшується маса ротора в зборі, що підвищує інерційні навантаження на амортизатори 4 і знижує ефективність гасіння вібрацій; підвищується ризик заклинювання великих часток між сусідніми елементами при щільному їх розташуванні. Отже, для розглянутої конструкції раціональна кількість подрібнювальних елементів становить $z = 28\text{--}34$ шт., що забезпечує близьку до максимальної продуктивність при збереженні достатнього вільного простору між елементами для безперешкодного проходження матеріалу.

Подача матеріалу q (кг/год) у сектор завантаження I визначає інтенсивність наповнення робочої камери зернодробарки. На відміну від двох попередніх факторів, подача матеріалу впливає не лише на продуктивність по готовій фракції, а й

безпосередньо на питомі витрати електроенергії W (кВт·год/т), тому цю залежність доцільно розглядати в комбінованому вигляді – із двома осями ординат.

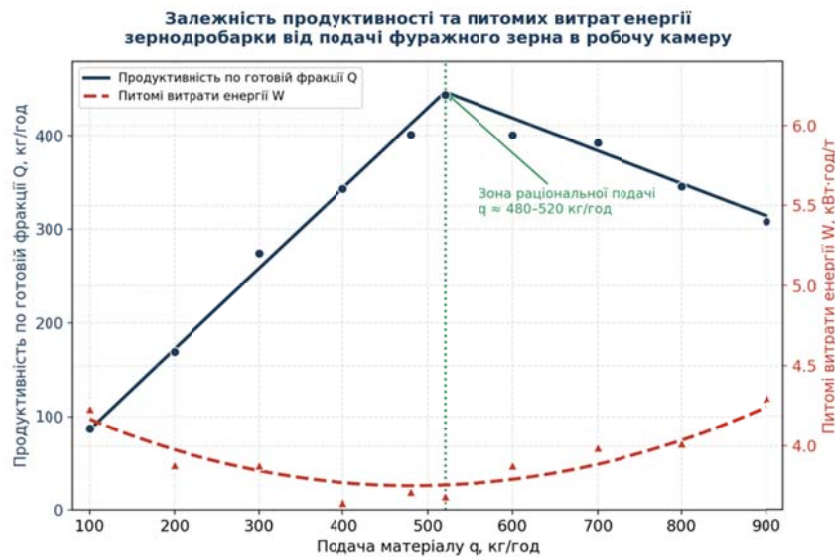


Рисунок 6 – Залежність продуктивності по готовій фракції Q та питомих витрат енергії W від подачі матеріалу q

Джерело: розроблено авторами

Крива продуктивності $Q(q)$ (суцільна лінія) має дві характерні ділянки. На першій ділянці ($q = 100\text{--}500$ кг/год) продуктивність по готовій фракції зростає практично пропорційно подачі – робоча камера встигає переробляти весь матеріал, що надходить, без істотного накопичення в секторах I–IV. Після досягнення подачі $q \approx 500\text{--}520$ кг/год настає зона насичення робочої камери: подальше збільшення подачі матеріалу не супроводжується пропорційним приростом виходу готової фракції, а за $q > 520$ кг/год продуктивність по готовій фракції навіть знижується внаслідок: перевантаження сектору решета 5, коли частки не встигають проходити через отвори й накопичуються, частково повертаючись у зони I–II; зниження ефективності ударної взаємодії ротора 1 з матеріалом через перевантаження робочої камери (ефект «подушки» з нерухомого матеріалу); зменшення вільного простору в секторах дек 7, що знижує інтенсивність ударно-стиральної дії на завершальному етапі. Крива питомих витрат енергії $W(q)$ (штрихова лінія) має U-подібний характер із мінімумом у зоні $q=480\text{--}520$ кг/год. При недовантаженні робочої камери ($q < 400$ кг/год) частка енергії, що витрачається на холостий хід ротора, обертання порожніх ділянок камери та подолання тертя в підшипникових вузлах, припадає на меншу масу обробленого матеріалу, тому питомі витрати на тону продукту зростають. При перевантаженні ($q > 550$ кг/год) питомі витрати енергії знову зростають через повторні цикли подрібнення часток, що не пройшли крізь решето 5, і підвищений опір обертанню ротора в переповненій камері.

Перетин зон мінімуму питомих витрат енергії та максимуму продуктивності по готовій фракції визначає раціональний діапазон подачі матеріалу $q=480\text{--}520$ кг/год, у межах якого обладнання забезпечує одночасно високу продуктивність ($Q=410\text{--}440$ кг/год) і мінімальну енергоємність процесу ($W=3,75\text{--}3,85$ кВт·год/т).

Проведений аналіз трьох ключових факторів – частоти обертання ротора, кількості подрібнювальних елементів зі скошеною кромкою та подачі матеріалу – показує, що кожен із них впливає на продуктивність зернодробарки за схожим принципом: існує раціональний діапазон значень, відхилення від якого в будь-який бік

(як зменшення, так і збільшення) призводить до зниження ефективності процесу подрібнення фуражного зерна; раціональна частота обертання ротора: $n \approx 2600\text{--}3100$ об/хв (Q до 415 кг/год); раціональна кількість подрібнювальних елементів: $z \approx 28\text{--}34$ шт. (Q до 395 кг/год); раціональна подача матеріалу: $q \approx 480\text{--}520$ кг/год (Q до 440 кг/год при мінімальній питомій енергоємності 3,75–3,85 кВт·год/т).

Висновки. У роботі вирішено науково-прикладне завдання проектування енергоефективного обладнання для подрібнення фуражного зерна в умовах комбікормового виробництва. Розроблено конструкцію подрібнювача, що забезпечує інтенсифікацію процесу руйнування зерна за рахунок раціонального поєднання ударної та стиральної дії в межах чотирисекторної робочої камери. Використання ротора з подрібнювальними елементами зі скошеною кромкою дозволяє збільшити площу контакту з матеріалом, підвищити ступінь подрібнення та знизити питомі енерговитрати. Застосування двох дек і решета забезпечує поетапну сепарацію та повернення недоподрібнених частинок у зону повторної обробки, що стабілізує гранулометричний склад продукту. Використання вібратора забезпечує зменшення налипання матеріалу на робочі поверхні, що сприяє зниженню енергоємності процесу та зносу робочих органів. Встановлення амортизаторів дозволяє зменшити динамічні навантаження на конструкцію та підвищити надійність роботи обладнання. Запропоноване технічне рішення забезпечує підвищення енергоефективності, зниження витрат електроенергії, покращення якості подрібнення та довговічності машини. Розроблене обладнання доцільно використовувати в технологічних лініях комбікормових підприємств, зокрема в умовах малих і середніх фермерських господарств. В основу пристрою для енергоефективного подрібнення фуражного зерна для комбікормового виробництва поставлено задачу удосконалення пристрою для енергоефективного подрібнення фуражного зерна для комбікормового виробництва, що містить раму, ротор з подрібнювальними елементами, подрібнювальні елементи зі скошеною кромкою, амортизатори, решето, деки, вібратори. При цьому з метою зменшення енерговитрат та підвищення модуля помелу кінцевого продукту на роторі встановлені подрібнювальні елементи, що виконані зі скошеною кромкою, а на кожух подрібнювача вібратором передається вібрація; при цьому налипання частинок транспортованого матеріалу на поверхню деки зменшується, що призводить до зменшення енергоємності та зносу ротора; амортизатори зменшують передачу напружень на корпус пристрою. Таким чином досягається підвищення енергоефективності та зниження питомих витрат електроенергії, зменшення зносу робочих органів, зниження динамічних навантажень на конструкцію зернодробарки, а також покращення якості подрібнення зерна за рахунок збільшення площі контакту матеріалу з робочими органами та інтенсифікації процесу руйнування частинок. Поставлена задача вирішується тим, що в пристрої для енергоефективного подрібнення фуражного зерна для комбікормового виробництва, згідно з корисною моделлю, з метою зменшення енерговитрат та підвищення модуля помелу кінцевого продукту на роторі встановлені стрижневі подрібнювальні елементи, що виконані зі скошеною кромкою; на кожух подрібнювача вібратором повідомляється вібрація; при цьому налипання частинок транспортованого матеріалу на поверхню деки зменшується, що призводить до зменшення енергоємності та зносу ротора; амортизатори зменшують передачу напружень на корпус пристрою. Сукупними ознаками пристрою енергоефективного подрібнення фуражного зерна для комбікормового виробництва, є встановлення подрібнювальних елементів, що виконані зі скошеною кромкою; спрямування на кожух подрібнювача вібратором вібрації; при цьому налипання частинок транспортованого матеріалу на поверхню деки зменшується, що призводить

до зменшення енергоемності та зносу ротора; зменшення передачі напружень на корпус пристрою амортизаторами. Подрібнювальні елементи виконані зі скошеною кромкою з метою зменшення енерговитрат та підвищення модуля помелу кінцевого продукту на роторі. Встановлення подрібнювальних елементів зі скошеною кромкою на роторі забезпечує зміну траєкторії руху частинок зерна в робочій зоні, інтенсифікує ударно-зсувну взаємодію з матеріалом та підвищує кратність впливу на окремі частинки. Така геометрія сприяє більш рівномірному подрібненню, підвищенню модуля помелу кінцевого продукту та одночасному зменшенню питомих енерговитрат за рахунок оптимізації процесу руйнування зерна. Встановлення вібратора на кожусі подрібнювача забезпечує передавання коливань на робочі поверхні деки, що запобігає налипанню та накопиченню частинок матеріалу в зоні подрібнення і сприяє стабілізації технологічного процесу, зменшенню опору руху матеріалу, підвищенню продуктивності та зниженню енергоемності роботи обладнання. Встановлення амортизаторів забезпечує демпфування динамічних навантажень, які виникають у процесі роботи ротора, та зменшує передачу вібрацій і напружень на корпус пристрою. Це підвищує довговічність конструкції, зменшує знос з'єднань і кріпильних елементів, а також покращує експлуатаційну надійність обладнання в цілому. Підвищення енергоефективності технологічних процесів подрібнення фуражного зерна для комбікормового виробництва досягається за рахунок зниження питомих витрат електроенергії, зменшення зносу робочих органів, зниження динамічних навантажень на конструкцію зернодробарки, а також покращення якості подрібнення зерна завдяки збільшенню площі контакту матеріалу з робочими елементами та інтенсифікації процесу руйнування частинок.

Список літератури

1. Elbendari A. M., Ibrahim S. S. Optimizing key parameters for grinding energy efficiency and modeling of particle size distribution in a stirred ball mill. *Scientific Reports*. 2025. Vol. 15. P. 3374. DOI: <https://doi.org/10.1038/s41598-025-87229-8>
2. Kumar A., Sahu R., Tripathy S. K. Energy-efficient advanced ultrafine grinding of particles using stirred mills—A review. *Energies*. 2023. Vol. 16, No. 14. P. 5277. DOI: <https://doi.org/10.3390/en16145277>
3. Zhang X., Qin Y., Jin J., Li Y., Gao P. High-efficiency and energy-conservation grinding technology using a ceramic-medium stirred mill. *Powder Technology*. 2022. Vol. 396. P. 354–365. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2021.10.056>
4. Martelli S., Di Nunzio P. E. Powder ball milling: An energy balance approach to particle size reduction. *arXiv*. 2024. URL: <https://arxiv.org/abs/2409.20202>
5. Castillo Alvarez Y., Jiménez Borges R., Monteagudo Yanes J. P. et al. Mathematical model to improve energy efficiency in hammer mills in feed industry. *Processes*. 2025. Vol. 13, No. 5. P. 1523. DOI: <https://doi.org/10.3390/pr13051523>
6. Al-Eid M., Qabatty A., Kubaisi R., Jaafar A. A. K. Optimization of key operating parameters to enhance performance and energy efficiency of a hammer mill for corn grinding. *Discover Applied Sciences*. 2025. Vol. 7. P. 639. DOI: <https://doi.org/10.1007/s42452-025-07263-z>
7. Kalandarov P., Khayitov A., Sharifov H., Murodova G. Study on the effect of grain moisture on grinding efficiency. *E3S Web of Conferences*. 2024. Vol. 497. P. 03025. DOI: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202449703025>
8. Wen Z.-P., Zhou Y.-M., Zhang F.-L., Zhang G.-X., Luo S.-M. A novel method for improving milling efficiency and wear resistance of mill hammer with orderly brazed diamond grains. *Biomass Conversion and Biorefinery*. 2024. DOI: <https://doi.org/10.1007/s13399-024-05885-8>
9. Abdel-Aal E. M. Insights into grain milling and fractionation practices for improved food sustainability with emphasis on wheat and peas. *Foods*. 2024. Vol. 13, No. 10. P. 1532. DOI: <https://doi.org/10.3390/foods13101532>
10. Codină G. G., Dabija A. Innovative grain processing: Trends and technologies. *Applied Sciences*. 2024. Vol. 14, No. 23. P. 10954. DOI: <https://doi.org/10.3390/app142310954>

11. Зернодробарка: патент 121765, Україна: МПК В02С2/08, В02С9/02. Заявл. 09.08.2017; опубл. 27.07.2020, Бюл. № 14.
12. Спосіб лушення і подрібнення зерна: патент 101589./ Гвоздєв О. В. Заявл. 06.03.2015; опубл. 25.09.2015, Бюл. № 18.
13. Спосіб підвищення рівномірності подрібнення зерна: патент 116240, МПК А21С1/06, А21Д13/08. / Нанка О. В. Заявл. 06.12.2016; опубл. 10.05.2017, Бюл. № 9.
14. Nesterenko O., Vasylovskiy O., Kisilov R. Areas of improvement of feeding devices for pneumatic separation channels. *Central Ukrainian Scientific Bulletin. Technical Sciences*. 2023. Vol. 7(38), Part II. P. 90–97. DOI: [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2023.7\(38\).2.90-97](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2023.7(38).2.90-97)
15. Babenko D., Dotsenko N., Gorbenko O. Study of structural and kinematic characteristics of an energy-efficient oil press. *Ukrainian Black Sea Region Agrarian Science*. 2024. Vol. 28, No. 3. P. 41–54. DOI: <https://doi.org/10.56407/bs.agrarian/2.2024.41>

References

1. Elbendari, A. M., & Ibrahim, S. S. (2025). Optimizing key parameters for grinding energy efficiency and modeling of particle size distribution in a stirred ball mill. *Scientific Reports*, 15, 3374. <https://doi.org/10.1038/s41598-025-87229-8>
2. Kumar, A., Sahu, R., & Tripathy, S. K. (2023). Energy-efficient advanced ultrafine grinding of particles using stirred mills—A review. *Energies*, 16(14), 5277. <https://doi.org/10.3390/en16145277>
3. Zhang, X., Qin, Y., Jin, J., Li, Y., & Gao, P. (2022). High-efficiency and energy-conservation grinding technology using a ceramic-medium stirred mill. *Powder Technology*, 396, 354–365. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2021.10.056>
4. Martelli, S., & Di Nunzio, P. E. (2024). Powder ball milling: An energy balance approach to particle size reduction. arXiv. <https://arxiv.org/abs/2409.20202>
5. Castillo Alvarez, Y., Jiménez Borges, R., Monteagudo Yanes, J. P., et al. (2025). Mathematical model to improve energy efficiency in hammer mills in feed industry. *Processes*, 13(5), 1523. <https://doi.org/10.3390/pr13051523>
6. Al-Eid, M., Qabatty, A., Kubaisi, R., & Jaafar, A. A. K. (2025). Optimization of key operating parameters to enhance performance and energy efficiency of a hammer mill for corn grinding. *Discover Applied Sciences*, 7, 639. <https://doi.org/10.1007/s42452-025-07263-z>
7. Kalandarov, P., Khayitov, A., Sharifov, H., & Murodova, G. (2024). Study on the effect of grain moisture on grinding efficiency. *E3S Web of Conferences*, 497, 03025. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202449703025>
8. Wen, Z.-P., Zhou, Y.-M., Zhang, F.-L., Zhang, G.-X., & Luo, S.-M. (2024). A novel method for improving milling efficiency and wear resistance of mill hammer with orderly brazed diamond grains. *Biomass Conversion and Biorefinery*. <https://doi.org/10.1007/s13399-024-05885-8>
9. Abdel-Aal, E. M. (2024). Insights into grain milling and fractionation practices for improved food sustainability with emphasis on wheat and peas. *Foods*, 13(10), 1532. <https://doi.org/10.3390/foods13101532>
10. Codină, G. G., & Dabija, A. (2024). Innovative grain processing: Trends and technologies. *Applied Sciences*, 14(23), 10954. <https://doi.org/10.3390/app142310954>
11. Nyzhnyk, O. P. (2020). Grain crusher (UA Patent No. 121765). Ukrpatent.
12. Gvozdev O.V. (2015). The method of husking and grinding grain. (UA Patent No. 101589). Ukrpatent.
13. Nanka O.V. (2017). The method of increasing the uniformity of grain grinding (UA Patent No. 116240). Ukrpatent.
14. Nesterenko, O., Vasylovskiy, O., & Kisilov, R. (2023). Areas of improvement of feeding devices for pneumatic separation channels. *Central Ukrainian Scientific Bulletin. Technical Sciences*, 7(38, Part II), 90–97. [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2023.7\(38\).2.90-97](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2023.7(38).2.90-97)
15. Babenko, D., Dotsenko, N., & Gorbenko, O. (2024). Study of structural and kinematic characteristics of an energy-efficient oil press. *Ukrainian Black Sea Region Agrarian Science*, 28(3), 41–54. <https://doi.org/10.56407/bs.agrarian/2.2024.41>

Nataliia Dotsenko, Doctor of Pedagogical Sciences, Professor, **Olena Gorbenko**, Assoc. Prof., PhD tech. sci, **Oleksiy Sadovoy**, Assoc. Prof., PhD tech. Sci, **Olena Baranova**
Mykolaiv National Agrarian University, Mykolaiv, Ukraine

Design of Energy-Efficient Equipment for Grinding Feed Grain for Compound Feed Production with Optimization of Structural and Technological Parameters

In the conditions of modern small-scale feed mills, the key issue is to reduce energy consumption for the implementation of technological processes and improve the quality of finished products while maintaining the specified particle size distribution that corresponds to the specified recipe. Given this, the purpose of the current study is to develop a design for equipment for grinding feed grain that meets the energy efficiency requirements for equipment and ensures the preservation of material and technical resources of enterprises. A design solution for energy-efficient equipment for grinding feed grain has been developed, which is intended for implementation in the technological lines of small-scale enterprises. The proposed technical solution belongs to the means of mechanization of grain processing processes and can be effectively implemented in individual farms. The design and technological scheme of the grinder has been substantiated, which involves the use of a rotor with grinding elements with a beveled edge, a sieve, two decks, a vibrator and shock absorbers. It has been established that the division of the working chamber into four functional sectors provides a gradual intensification of the grinding process due to the sequential impact and abrasion action on the grain material. It has been proven that the use of grinding elements with a beveled edge contributes to an increase in the area of contact of the grain with the working bodies, which increases the efficiency of particle destruction and reduces specific energy consumption. The use of vibrational effects on the working chamber allows to reduce the adhesion of the material to the working surfaces, which, in turn, reduces the energy intensity of the process and the intensity of wear of the machine elements. The introduction of shock absorbers ensures a decrease in dynamic loads and increases the reliability and durability of the structure. The generalization of the obtained results shows that the proposed equipment provides: increased energy efficiency of the process of grinding feed grain; reduced specific electricity consumption; improved grinding quality and stability of the particle size distribution; reduced wear of the working bodies and increased machine life; reduced vibration load on the structure. Thus, the implementation of the developed equipment is an appropriate and promising direction for increasing the efficiency of compound feed production, especially in the conditions of small and medium-sized agricultural enterprises.

energy-efficient equipment for grinding grain, compound feed production, structural and technological parameters, kinematic characteristics, mechanics of material destruction, impact

Одержано (Received) 18.06.2026

Прорецензовано (Reviewed) 19.06.2026

Прийнято до друку (Approved) 22.06.2026

ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА

УДК 62-236.58

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2026.56.256-270>

І. А. Валявський, канд. техн. наук, **О. В. Лисенко**, доц., канд. техн. наук,
О. І. Скібінський, доц., канд. техн. наук, **А. Р. Апаракін**, канд. техн. наук

Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна
e-mail: valiavskiyia@kntu.kr.ua

Кінематичний аналіз впливу реконфігурації гексапода на його робочий простір

Розглянуто проблему обмеженості робочого простору (РП) верстатів-гексаподів та наявності в ньому сингулярних зон. Запропоновано поняття інтегрального робочого простору W_{int} як об'єднання класичних РП при всіх допустимих конфігураціях шарнірів несучої системи. Наведено математичний апарат кінематики реконфігурованого гексапода, метод чисельного моделювання та результати порівняння W_{int} зі стандартним РП при різних кутах нахилу шпинделя.

гексапод, паралельна кінематика, робочий простір, сингулярність, матриця Якобі, інтегральний робочий простір, число обумовленості

Постановка проблеми. Верстати з паралельною кінематикою, зокрема гексаподи на основі платформи Гофа-Стюарта, забезпечують високу жорсткість несучої системи порівняно з традиційними верстатами з послідовною кінематикою, оскільки робоче навантаження розподіляється між шістьма кінематичними ланками (штангами) одночасно [1, 2]. Замкнена кінематична структура дозволяє реалізувати шість ступенів свободи виконавчого органу (ВО) в межах одного механізму та забезпечує потенційно високу точність позиціонування.

Разом із тим гексаподи мають два принципових недоліки, що обмежують їхнє широке промислове застосування: 1) мале співвідношення розмірів робочого простору до загальних габаритів верстата [1, 3]; 2) форма та об'єм робочого простору суттєво змінюються при нахилі шпинделя – в умовах п'ятикоординатної обробки це призводить до значного скорочення зони досяжності та ускладнює визначення оптимального положення заготовки на робочому столі.

Окрему проблему становлять сингулярні конфігурації – особливі положення механізму, в яких верстат частково або повністю втрачає керованість та жорсткість [4]. Особливо небезпечними є структурні сингулярності, за яких система раптово набуває додаткової некерованої рухливості, що унеможливує точне виконання технологічних траєкторій без спеціальних апаратних чи програмних заходів [5].

Існуючі підходи до вирішення цих проблем зосереджуються переважно на оптимізації геометричних параметрів верстата на етапі його проектування [6, 7]. Такий підхід є статичним і не дозволяє адаптувати структуру під конкретну деталь у процесі експлуатації. В роботі [8] авторами було запропоновано концептуальну ідею керованого переміщення опорних шарнірів бази по радіальних напрямних, що дозволяє змінювати конфігурацію несучої системи в реальному часі, і на основі графічного аналізу показано принципову можливість розширення зони досяжності. Проте строгого аналітичного опису об'єднаного простору та кількісної оцінки зон сингулярності у тій праці надано не було.

Метою даної статті є введення формального математичного поняття інтегрального робочого простору гексапода з керованими координатами опорних шарнірів станини, розробка методу його чисельного моделювання та комплексне кількісне порівняння з класичним робочим простором за критеріями ефективної площі перерізів та наявності сингулярних зон.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Фундаментальний огляд наукової літератури, присвяченої кінематиці та класифікації особливих станів платформи Стюарта, представлено в [9]. У роботі [3] показано, що форма робочої зони безпосередньо залежить від просторової орієнтації ВО. Для чисельного оцінювання близькості паралельних механізмів до сингулярності у праці [4] було запропоновано використовувати критерій числа обумовленості матриці Якобі. Розвиваючи цей підхід, Дасгупта та Мрутьюнджая [10] розробили алгоритми чисельного аналізу близькості платформ Стюарта до небезпечних зон на основі спектрального розкладу диференціальних матриць, обґрунтувавши доцільність використання жорстких обмежень на число обумовленості для планування безсингулярних траєкторій руху. Вагомий внесок у дослідження природи особливих положень паралельних структур зробили Златанов, Бонев та Госселін [5], які формалізували концепцію сингулярності зв'язків і довели, що такі дефекти не виявляються стандартними кінематичними рівняннями, вимагаючи залучення повних нормованих матриць Якобі.

Підхід до розширення робочого простору шляхом введення додаткових керованих координат у несучу структуру досліджувався у світовій практиці значно рідше. Зокрема, Лін та Чен [11] розробили математичну модель реконфігурації платформи Гофа-Стюарта з ковзними шарнірами основи, проте їхні дослідження були спрямовані виключно на оптимізацію динамічних і силових характеристик маніпулятора без аналізу геометричної трансформації робочих зон. Іншим перспективним напрямком є локальне перепланування рухів у процесі роботи; так, в [12] запропоновано чисельний метод, у якому виявлені точки сингулярності групуються в ізольовані кластери та інтерпретуються як просторові перешкоди. Проте вказані підходи не вирішують задачу системного моделювання всього об'єднаного простору багатокоординатних верстатів при значних нахилах шпинделя.

В проаналізованих авторами джерелах не виявлено цілісного підходу до формалізації та чисельного розрахунку інтегрального робочого простору верстатів-гексаподів з керованою геометрією станини. Існуючі математичні моделі описують переважно статичні паралельні механізми, що унеможлиблює безпосереднє оцінювання потенційного розширення зони досяжності та трансформації сингулярних областей за умов багатоваріантної реконфігурації опорних шарнірів.

Окремо слід зазначити, що на відміну від базової роботи авторів [8], де на рівні концептуальної ідеї було наведено лише загальний графічний аналіз геометричної зони досяжності, у даній статті сформульовано математичний апарат оцінювання кінематичної стабільності реконфігурованого гексапода. Удосконалення полягає у введенні критерію числа обумовленості нормованої матриці Якобі, приведеної до вершини інструмента, що дозволило виконати точний кількісний аналіз реального виключення сингулярних зон з ефективного робочого простору верстата.

Усунення окреслених науково-технічних прогалин і є предметом даного дослідження.

Постановка завдання. Розглядається верстат-гексапод, в якому кожен із шести опорних шарнірів бази A_i може переміщатися по індивідуальній радіальній напрямній на відстань від 0 до $q_{\max}$ від вихідного положення. Вектор $q = [q_1, \dots, q_6]^T$ є вектором керованих геометричних параметрів несучої системи.

Завдання дослідження:

- 1) ввести математичне визначення інтегрального робочого простору W_{int} ;
- 2) розробити метод чисельного моделювання W_{int} на основі радіального сканування і аналізу числа обумовленості матриці Якобі;
- 3) кількісно порівняти W_{int} зі стандартним РП $W(q)$ за ефективною площею перерізів і площею зон сингулярності при різних кутах нахилу шпинделя.

Виклад основного матеріалу. Традиційні верстати-гексаподи з паралельною кінематикою мають жорстко зафіксовані геометричні параметри несучої системи (радіуси розташування шарнірів основи та виконавчого органу). За таких умов їхній класичний ефективний робочий простір (РП) є статичним об'єктом, форма та об'єм якого істотно обмежуються ходом кінематичних ланок, кутами нахилу шарнірів, а також наявністю внутрішніх сингулярних зон, особливо в режимах п'ятикоординатної обробки з великими кутами нахилу шпинделя.

Для подолання цих обмежень у даній роботі розвинуто концепцію реконфігурованої несучої системи гексапода, в якій шість опорних шарнірів бази мають можливість додаткового керованого переміщення вздовж індивідуальних радіальних напрямних, що дозволяє адаптувати структуру верстата під поточне технологічне завдання.

Нехай $q = [q_1, q_2, \dots, q_6]^T$ – вектор керованих геометричних параметрів несучої системи, де $q_i \in [0, q_{max}]$ визначає величину радіального зміщення i -го шарніра бази від його вихідного положення. Тоді класичний ефективний робочий простір механізму при фіксованій геометрії несучої системи можна описати як множину точок:

$$W(q) = \{\bar{r}_M \in \mathbb{R}^3 \mid l_{min} \leq l_i(\bar{r}_M, q) \leq l_{max}, \kappa(J_x(\bar{r}_M, q)) \leq \kappa_{max}, i = 1 \dots 6\},$$

де $\bar{r}_M$ – радіус-вектор заданої точки інструмента; l_{min}, l_{max} – граничні обмеження на довжини штанг; κ – число обумовленості нормованої матриці Якобі; κ_{max} – гранично припустиме значення обумовленості конструкції.

Формалізуємо поняття інтегрального робочого простору W_{int} як теоретико-множинне об'єднання всіх класичних ефективних робочих просторів, що можуть бути згенеровані за умови повного перебору всіх припустимих конфігурацій розташування шарнірів q у межах їхньої області визначення Q :

$$W_{int} = \bigcup_{q \in Q} W(q), \quad (1)$$

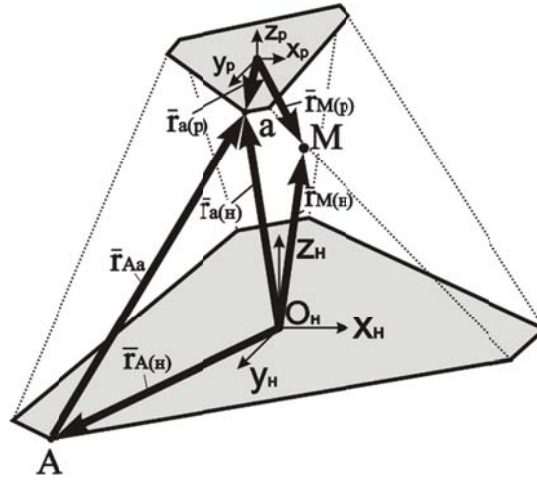
де Q – множина всіх векторів q .

З наведеного визначення безпосередньо випливає конструктивне співвідношення $W_{int} \supseteq W(q)$ для будь-якої фіксованої конфігурації $q \in Q$. Це означає, що інтегральний простір потенційно дозволяє розширити межі досяжності та нівелювати локальні зони втрати жорсткості за рахунок оперативної зміни положення опорних точок станини у процесі функціонування верстата.

Для практичної реалізації та чисельного аналізу розглянутої концепції необхідно встановити функціональні зв'язки між просторовим положенням виконавчого органу (ВО) верстата та довжинами його кінематичних ланок з урахуванням поточного стану реконфігурації шарнірів. Розв'язання зворотної задачі кінематики (ЗЗК) базується на розрахунковій схемі гексапода, наведеній на рисунку 1.

Введемо нерухому систему координат несучої системи $O_n X_n Y_n Z_n$ та рухому систему координат ВО $O_p X_p Y_p Z_p$, пов'язану з рухомою платформою. Положення вершини інструмента (заданої точки M) у нерухомій системі координат описується

радіус-вектором $\bar{r}_{M(n)}$. Орієнтація шпиндельного вузла задається матрицею поворотів M_{rot} , яка формується через кути нахилу шпинделя α та β .



$O_n X_n Y_n Z_n$ – нерухома система координат несучої системи; $O_p X_p Y_p Z_p$ – рухома система координат ВО;
 A – шарнір несучої системи; a – шарнір ВО; M – задана точка інструмента

Рисунок 1 – Розрахункова схема гексапода

Джерело: [1]

Згідно із замкненим векторним контуром (рис. 1), вектор i -ї штанги $\bar{r}_{Aa}$ спрямований від шарніра бази A_i до відповідного шарніра платформи a_i . З урахуванням радіального зміщення опорних точок q , довжина та просторова орієнтація ланки визначаються так:

$$\bar{r}_{Aa} = \bar{r}_{a(n)} - \bar{r}_{A(n)}(q) = \bar{r}_{M(n)} + M_{rot} \cdot (\bar{r}_{a(p)} - \bar{r}_{M(p)}) - \bar{r}_{A(n)}(q), \quad (2)$$

де $\bar{r}_{Ma(p)} = \bar{r}_{a(p)} - \bar{r}_{M(p)}$ – радіус-вектор, що визначає положення шарніра платформи a відносно заданої точки інструмента M у власній рухомій системі координат. Тоді поточна довжина i -ї штанги розраховується як довжина вектора:

$$l_i = \|\bar{r}_{Aa}\| = \sqrt{(X_{ai} - X_{Ai}(q_i))^2 + (Y_{ai} - Y_{Ai}(q_i))^2 + (Z_{ai} - Z_{Ai})^2} \quad (3)$$

Аналіз кінематичної стабільності та жорсткості несучої системи гексапода у кожній точці простору виконується за допомогою диференціальних співвідношень. Матриця Якобі J_x встановлює лінійний зв'язок між вектором узагальнених швидкостей виконавчого органу та швидкостями зміни довжин кінематичних ланок верстата.

Рядок i загальної матриці Якобі, що відповідає i -й штанзі механізму, формується з лінійної та кутової частин. Лінійна частина визначається одиничним вектором напрямку штанги:

$$\bar{n}_i = \frac{\bar{r}_{Aa}}{l_i} \quad (4)$$

Кутова частина матриці Якобі описує вплив обертальних рухів. Для коректного врахування конструктивного вильоту інструмента кутову частину зведено безпосередньо до точки приведення – вершини інструмента M . Вона обчислюється як

векторний добуток радіус-вектора шарніра платформи відносно точки M на одиничний вектор напрямку ланки:

$$\bar{t}_i = \bar{r}_{Ma(p)} \times \bar{n}_i = (\bar{r}_{a(p)} - \bar{r}_{M(p)}) \times \bar{n}_i \quad (5)$$

Для усунення розмірної несумісності між лінійними (безрозмірними) та кутовими (що мають розмірність довжини) компонентами елементів матриці застосовано характеристичну довжину нормування $l_c = \sqrt{R_p \cdot R_n}$, де R_p та R_n – радіуси рухомої платформи та нерухомої бази відповідно.

З урахуванням проведеного нормування, остаточний вигляд i -го рядка матриці Якобі для досліджуваного реконфігурованого гексапода набуває вигляду:

$$J_i = \left[\bar{n}_i^T, \left(\frac{(\bar{r}_{a(p)} - \bar{r}_{M(p)}) \times \bar{n}_i}{l_c} \right)^T \right] \quad (6)$$

Повна нормована матриця Якобі J_x розмірністю 6×6 формується шляхом послідовного об'єднання таких рядків для всіх шести штанг механізму ($i = 1 \dots 6$).

Оцінка близькості механізму до сингулярного стану (зони втрати керованості або заклинювання) здійснюється через число обумовленості матриці Якобі $\kappa(J_x)$, яке обчислюється на основі її сингулярного розкладу (SVD):

$$\kappa(J_x) = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{min}}, \quad (7)$$

де $\sigma_{max}, \sigma_{min}$ – відповідно максимальне та мінімальне сингулярні числа матриці Якобі у досліджуваній точці. Значення $\kappa = 1$ відповідає ідеальній конфігурації механізму, тоді як стрімке зростання κ свідчить про наближення до сингулярності.

Для геометричної побудови та кількісного аналізу перерізів просторів $W(q)$ та W_{int} розроблено алгоритм полярного радіального сканування у горизонтальних площинах ($z = const$).

Для кожного фіксованого рівня висоти z простір сканується за кутовою координатою φ (від 0° до 360° із кроком $\Delta\varphi$) та радіусом ρ від центральної осі верстата до межі досяжності конструкції з дискретним шагом $\Delta\rho$. Для точного виявлення ізольованих незв'язних ділянок («острівців») ефективного чи сингулярного простору на периферії промінь сканування проходиться повністю до максимального радіуса без зупинки при першому порушенні умов досяжності. При чисельному моделюванні прийнято припущення, що кутові діапазони повороту шарнірів платформи та бази є достатніми для реалізації будь-якої просторової орієнтації штанг, тобто обмеження на кути повороту в карданних чи сферичних шарнірах під час розрахунку не враховувалися.

Обчислення ефективної площі перерізу $S_{ef}(z)$ та площі зон сингулярності $S_{син}(z)$ виконується шляхом чисельного інтегрування методом подвійних полярних сум по всіх дискретних точках (ρ_k, φ_m) , які задовольнили відповідні критерії працездатності:

$$S_{ef}(z) \approx \sum_{m=1}^{N_\varphi} \sum_{k=1}^{N_\rho} \chi_{ef}(\rho_k, \varphi_m; z) \rho_k \Delta\rho \Delta\varphi \quad (8)$$

Тут N_φ і N_ρ – кількість дискретних значень кутової та радіальної координат відповідно, $\Delta\varphi$ і $\Delta\rho$ – кроки дискретизації за кутом і радіусом, ρ_k та φ_m – дискретні

значення полярних координат, а $\chi_{\text{ef}}(\rho_k, \varphi_m; z)$ – індикаторна функція, що набуває значення 1 у разі належності точки (ρ_k, φ_m) на висоті z до ефективної зони робочого простору та 0 в іншому випадку. Таким чином, площа ефективного перерізу визначається як сума елементарних полярних площ, що відповідають усім точкам дискретизованої області, які задовольняють критерій працездатності.

Для побудови інтегрального робочого простору W_{int} чисельний перебір конфігурацій оптимізовано шляхом аналізу $2^6 = 64$ дискретних двійкових станів несучої системи, де кожен із шести регульованих шарнірів бази приймає екстремальні положення: або вихідне ($q_i = 0$), або максимально розсунуте ($q_i = q_{\text{max}}$). Перебір 64 крайніх конфігурацій не претендує на строгий пошук глобального математичного максимуму інтегрального простору, а застосовується як раціональний інструмент для швидкої та наочної оцінки його зовнішніх меж. Вибір граничних точок діапазону обґрунтовано тим, що найбільша трансформація кутів нахилу кінематичних ланок та найсуттєвіше покращення обумовленості матриці Якобі досягаються саме на межах припустимих переміщень регульованих шарнірів станини.

Чисельний експеримент проведено для верстата-гексапода з такими вихідними конструктивними та геометричними параметрами (рис. 2): радіус розташування шарнірів нерухомої бази у вихідному стані: $R_{\text{н}} = 300$ мм; радіус розташування шарнірів рухомої платформи ВО: $R_{\text{р}} = 100$ мм; кути розміщення шарнірів $\omega_{\text{р}} = \omega_{\text{н}} = 10^\circ$; діапазон зміни робочих довжин штанг: $l = 500 \dots 800$ мм (співвідношення $l_{\text{max}}/l_{\text{min}} = 1,6$); конструктивний виліт інструмента відносно платформи: $Z_{\text{м}} = 150$ мм; максимальний хід радіальної реконфігурації шарнірів бази: $q_{\text{max}} = 100$ мм; граничний коефіцієнт обумовленості: $\kappa_{\text{max}} = 6$, що забезпечує достатньо чутливе розрізнення працездатних і проблемних конфігурацій механізму; діапазон дослідження за висотою: $z = 200 \dots 800$ мм.

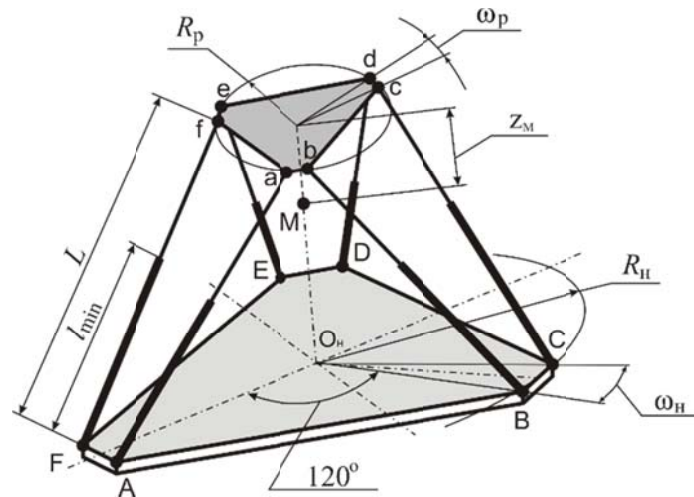


Рисунок 2 – Конструктивні параметри ВО та несучої системи

Джерело: [1]

Програмна реалізація розробленого алгоритму чисельного моделювання, обчислення елементів нормованої матриці Якобі, її SVD-розкладу для визначення числа обумовленості κ , а також візуалізація отриманих робочих зон виконані авторами за допомогою спеціально розробленого розрахункового скрипту на мові програмування Python (із використанням спеціалізованих бібліотек матричного аналізу NumPy та графічного виведення Matplotlib).

На рис. 3-6 наведено порівняльні перерізи класичного $W(q)$ та інтегрального W_{int} РП при вертикальному положенні шпинделя ($\alpha = 0^\circ$, $\beta = 0^\circ$). Крапками позначено ефективну зону ($\kappa \leq 6$), хрестиками – зону сингулярності ($\kappa > 6$). Масштаб обох перерізів у кожній парі однаковий.

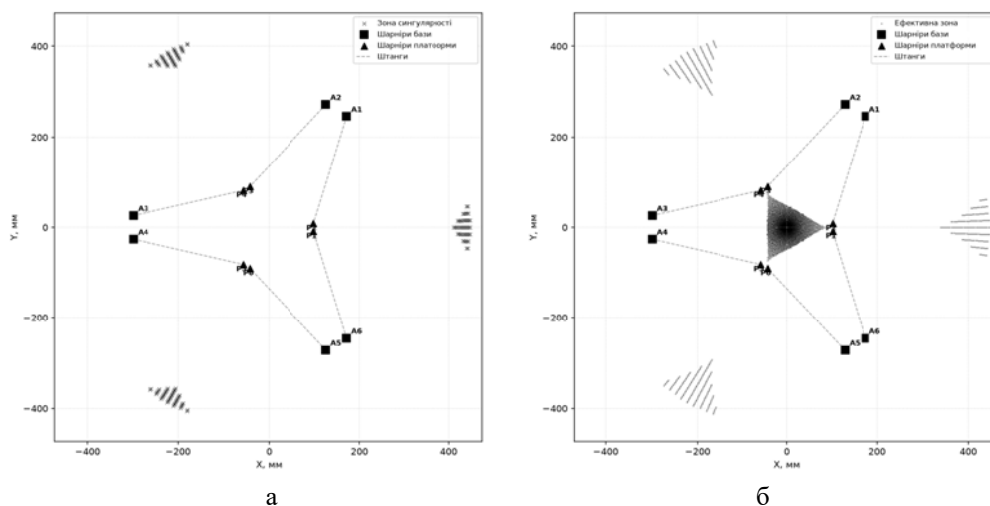


Рисунок 3 – Переріз робочого простору при $z = 250$ мм ($\alpha = 0^\circ$): класичний (а) і інтегральний (б)
Джерело: розроблено авторами

При $z = 250$ мм класичний РП є повністю непрацездатним: вся досяжна зона сингулярна ($S_{\text{син}} = 64,1$ см², $S_{\text{еф}} = 0$). Ізольовані ділянки сингулярної зони розташовані осторонь від центра, що є характерним для даної компоновки. В інтегральному РП реконфігурація шарнірів дозволяє повністю виключити ці сингулярні області з ефективного робочого простору і «відкриває» функціональну зону $S_{\text{еф}} = 314,8$ см². Це демонструє принциповий ефект концепції: верстат, що є непрацездатним у стандартній конфігурації на даній висоті, стає повністю функціональним після реконфігурації.

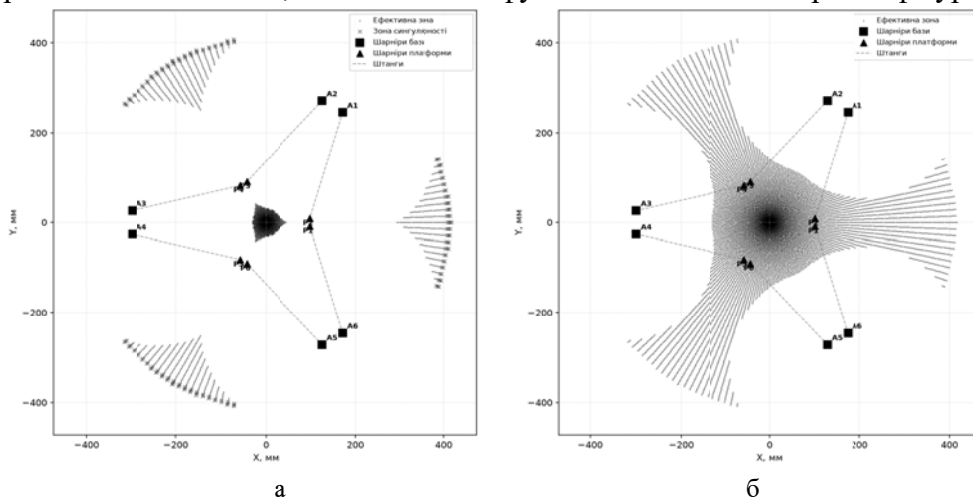


Рисунок 4 – Переріз робочого простору при $z = 300$ мм ($\alpha = 0^\circ$): класичний (а) і інтегральний (б)
Джерело: розроблено авторами

При $z = 300$ мм в класичному РП є невеликий ефективний центральний острівцець (446,3 см²) і значні сингулярні зони (72,3 см²), розкидані осторонь від нього. В інтегральному РП ефективна площа зростає до 1860,7 см² – у 4,2 рази – за рахунок того,

що розсування шарнірів бази змінює кути нахилу штанг і різко покращує обумовленість матриці Якобі.

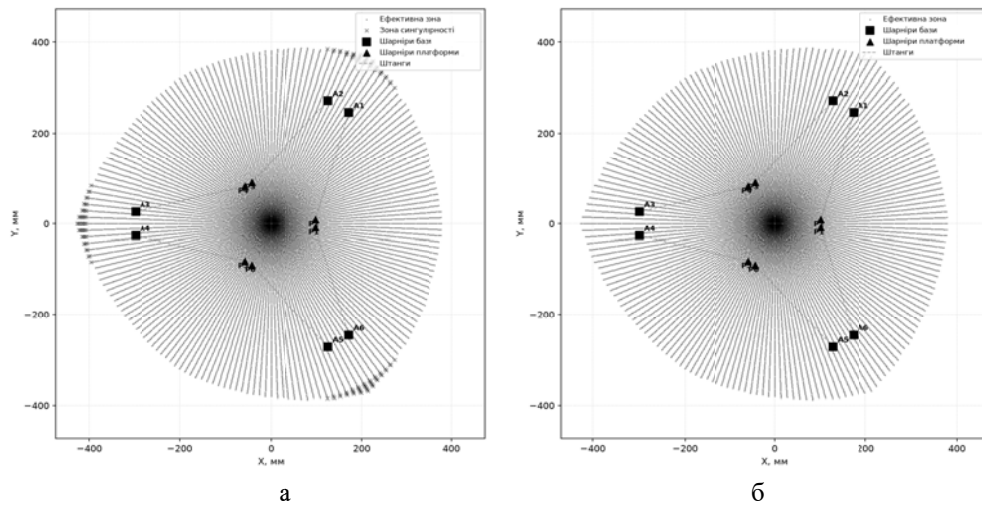


Рисунок 5 – Переріз робочого простору при $z = 350$ мм ($\alpha = 0^\circ$): класичний (а) і інтегральний (б)
Джерело: розроблено авторами

При $z = 350$ мм класичний РП вже займає велику площу і має майже круглу форму. Сингулярна зона ($55,7$ см²) локалізована на периферії. В інтегральному РП вплив цієї зони повністю нівелюється за рахунок зміни геометрії станини. Починаючи з $z = 400$ мм класичний і інтегральний РП збігаються – реконфігурація не дає додаткового ефекту в середині діапазону висот.

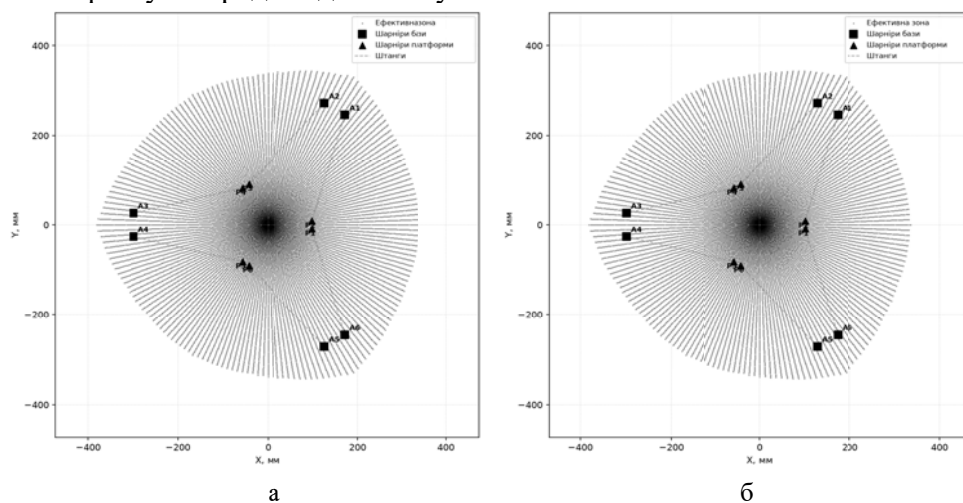


Рисунок 6 – Переріз робочого простору при $z = 400$ мм ($\alpha = 0^\circ$): класичний (а) і інтегральний (б)
Джерело: розроблено авторами

Нахил шпинделя на $\alpha = 25^\circ$ суттєво змінює форму і розподіл РП: зони сингулярності стають значно більшими і охоплюють не лише периферію, але й значну частину перерізу. Рис. 7-8 ілюструють найбільш характерні висоти.

При $\alpha = 25^\circ$, $z = 350$ мм класичний РП має асиметричну форму – нахил шпинделя породжує великі сингулярні зони. Інтегральний РП заповнює частину цих зон ефективними точками, збільшуючи ефективну площу більш ніж удвічі. Проте повністю усунути сингулярності не вдається: вони перерозподіляються по периферії. Крім того, у класичному РП виникає характерна «діра» – повністю недосяжна зона всередині перерізу. В інтегральному РП ця зона зменшується майже вдвічі.

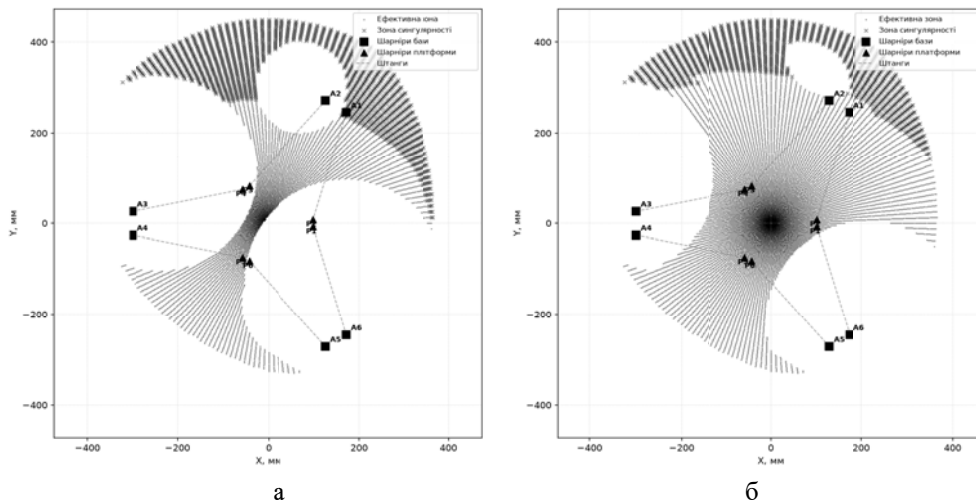


Рисунок 7 – Переріз робочого простору при $z = 350$ мм ($\alpha = 25^\circ$): класичний (а) і інтегральний (б)
Джерело: розроблено авторами

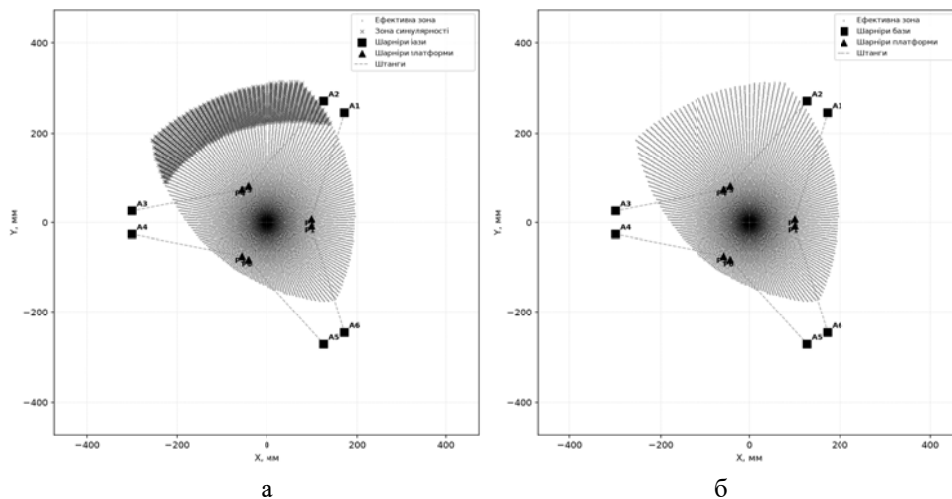


Рисунок 8 – Переріз робочого простору при $z = 500$ мм ($\alpha = 25^\circ$): класичний (а) і інтегральний (б)
Джерело: розроблено авторами

При $z = 500$ мм реконфігурація забезпечує повне виведення сингулярних конфігурацій поза межі поточної області досяжності. Різниця між класичним і інтегральним перерізами добре видна: ліворуч сингулярна зона формує великий сектор у лівій частині РП, праворуч цього сектора немає.

При нахилі $\alpha = 35^\circ$ ситуація різко ускладнюється: сингулярна зона в класичному РП стає порівнянною або перевищує ефективну. На рис. 9-11 наведено найбільш показові перерізи.

При $\alpha = 35^\circ$, $z = 400$ мм сингулярна зона перевищує ефективну в класичному РП. Це означає, що в стандартній конфігурації більша частина теоретично досяжного простору є технологічно непридатною. Реконфігурація майже подвоює ефективну площу (+75%), але повністю усунути сингулярності не може – вони залишаються у верхньому секторі.

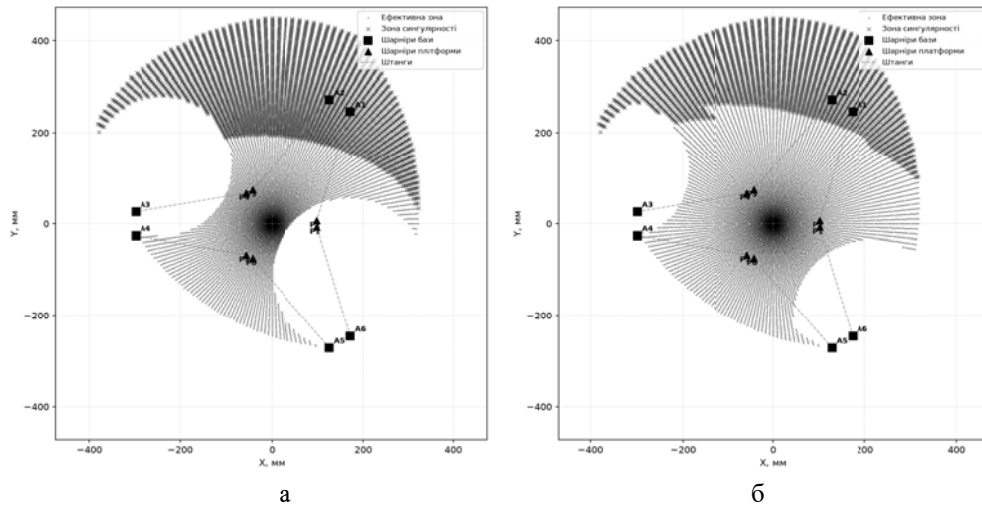


Рисунок 9 – Переріз робочого простору при $z = 400$ мм ($\alpha = 35^\circ$): класичний (а) і інтегральний (б)
Джерело: розроблено авторами

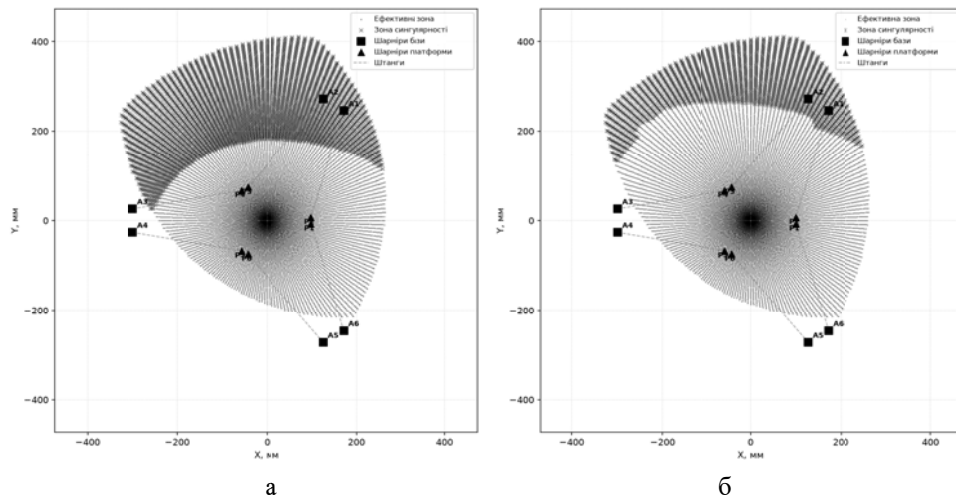


Рисунок 10 – Переріз РП при $z = 450$ мм ($\alpha = 35^\circ$): класичний (а) і інтегральний (б)
Джерело: розроблено авторами

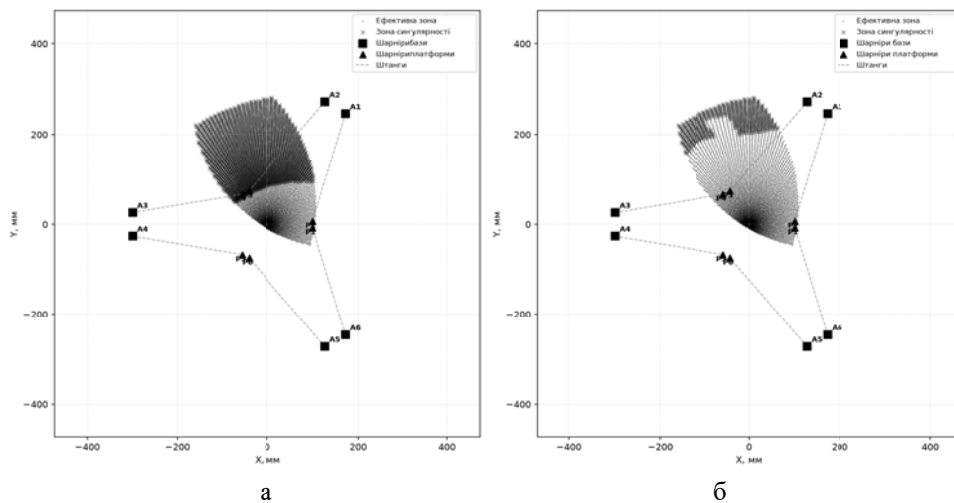


Рисунок 11 – Переріз РП при $z = 550$ мм ($\alpha = 35^\circ$): класичний (а) і інтегральний (б)
Джерело: розроблено авторами

При $z = 550$ мм і $\alpha = 35^\circ$ в класичному РП співвідношення зон стає критичним: $S_{\text{син}}/S_{\text{еф}} \approx 2,4$. Реконфігурація різко покращує ситуацію: ефективна площа зростає у 2,7 рази, сингулярна знижується на 70%. Навіть при цьому кращому результаті сингулярні зони зберігаються, що вказує на необхідність алгоритму точного виходу з них.

Графіки зміни площ зон РП від висоти z для всіх трьох кутів нахилу наведені на Рис. 12–14. На кожному графіку ліворуч – класичний РП, праворуч – інтегральний.

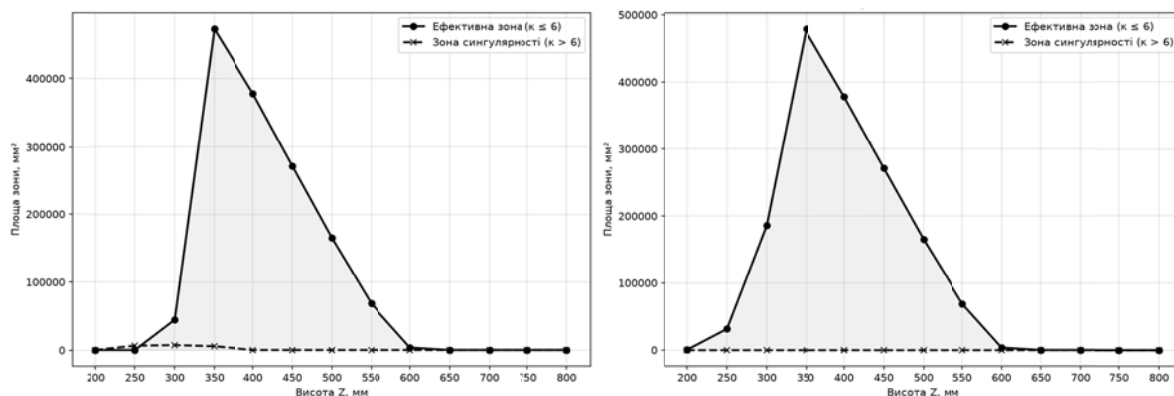


Рисунок 12 – Зміна площ зон РП від висоти z ($\alpha = 0^\circ$)

Джерело: розроблено авторами

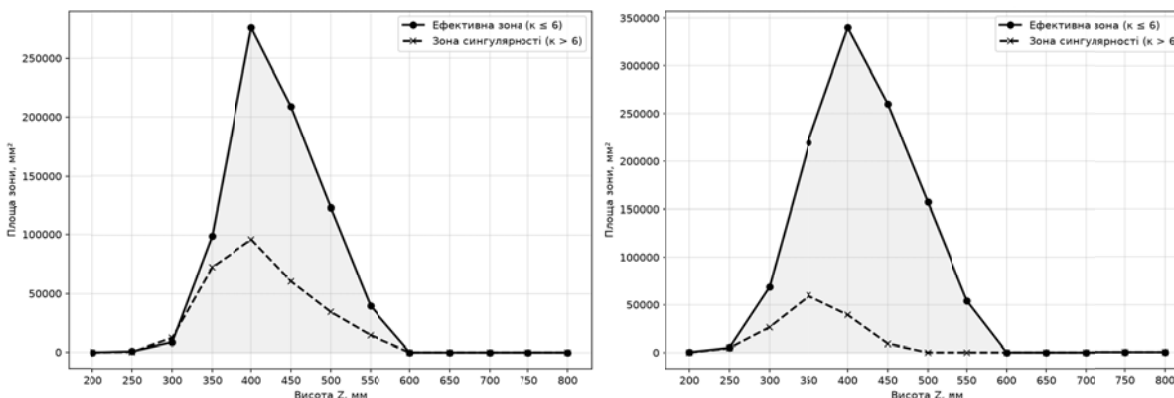


Рисунок 13 – Зміна площ зон РП від висоти z ($\alpha = 25^\circ$)

Джерело: розроблено авторами

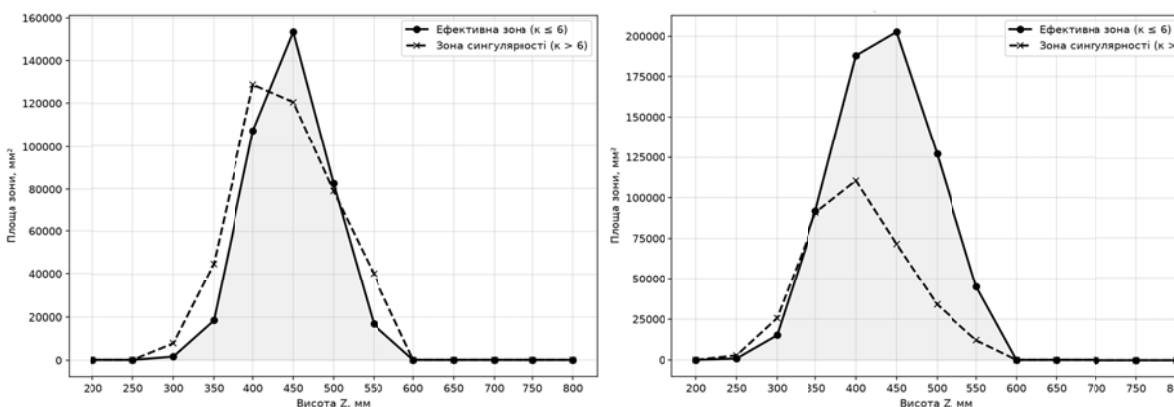


Рисунок 14 – Зміна площ зон РП від висоти z ($\alpha = 35^\circ$)

Джерело: розроблено авторами

Повні числові результати моделювання для всіх трьох кутів нахилу зведено в табл. 1.

Таблиця 1 – Порівняння класичного і інтегрального РП при різних кутах нахилу шпинделя ($\kappa_{\max} = 6$, $q_{\max} = 100$ мм)

Z, мм	Площа ефективного РП, см ²		Δ _{еф} , %	Площа сингулярної зони, см ²		Δ _{син} , %
	S _{еф кл.}	S _{еф інт.}		S _{син кл.}	S _{син інт.}	
α = 0° (вертикальний шпиндель)						
200	0	4,2	—	0	0	—
250	0	314,8	—	64,1	0	-100
300	446,3	1860,7	+317	72,3	0	-100
350	4734,8	4790,5	+1,2	55,7	0	-100
400	3779,5	3779,5	0	0	0	—
450	2713,2	2713,2	0	0	0	—
500	1655,8	1655,8	0	0	0	—
550	690,0	690,0	0	0	0	—
600	35,7	35,7	0	0	0	—
Разом	14055,3	15849,7	+12,7%	192,1	0	-100%
α = 25° (нахил шпинделя 25°)						
200	0	3,3	—	0	0	—
250	9,2	49,5	+435	4,2	44,5	* +962
300	85,2	688,2	+707	122,9	264,1	* +115
350	990,2	2198,3	+122	725,0	596,5	-17,7
400	2758,3	3401,0	+23,3	961,6	392,7	-59,2
450	2086,4	2602,2	+24,7	605,9	90,0	-85,1
500	1230,9	1574,5	+27,9	343,6	0	-100
550	397,8	543,6	+36,6	145,8	0	-100
Разом	7558,0	11060,6	+46,3%	2908,0	1387,8	-52,3%
α = 35° (нахил шпинделя 35°)						
200	0	0	—	0	0	—
250	0	8,5	—	0	27,9	* нові
300	15,3	151,4	+887	76,8	256,9	* +234
350	183,5	919,9	+401	449,9	908,2	* +102
400	1072,0	1879,6	+75,3	1288,3	1105,3	-14,2
450	1535,1	2026,2	+32,0	1206,1	715,0	-40,7
500	823,5	1270,3	+54,2	787,7	341,0	-56,7
550	167,9	451,2	+169	403,1	119,9	-70,3
Разом	3797,3	6707,1	+76,6%	4211,9	3474,2	-17,5%

Примітки: «—» — обидва значення нульові. «*» — $W_{\text{інт}}$ містить більше сингулярних точок, ніж $W(q)$. «Разом» — сума площ по всіх перерізах, см²

Джерело: розроблено авторами

З табл. 1 простежуються наступні закономірності:

1) Загальний приріст ефективного РП зростає зі збільшенням кута нахилу шпинделя: +12,7% при $\alpha = 0^\circ$, +46,3% при $\alpha = 25^\circ$ і +76,6% при $\alpha = 35^\circ$. Це пояснюється тим, що нахил шпинделя суттєво зменшує класичний РП (зі 14055 до 3797 cm^2 сумарної ефективногої площі), тоді як інтегральний РП зберігає більшу частину цієї втраченої площі.

2) Ефективність усунення сингулярних зон знижується зі збільшенням нахилу: повне усунення (–100%) при $\alpha = 0^\circ$, –52% при $\alpha = 25^\circ$ і лише –18% при $\alpha = 35^\circ$. При великих кутах нахилу розташування сингулярних зон визначається переважно геометрією нахилених штанг, яку реконфігурація бази не може повністю компенсувати.

3) При $\alpha = 25^\circ$ і особливо при $\alpha = 35^\circ$ в нижній частині РП ($z \leq 350$ мм) спостерігається ефект «нових сингулярних точок» (позначено «*»): W_{int} містить більше сингулярних точок, ніж $W(q_0)$. Це відбувається тому, що реконфігурація відкриває нові зони досяжності, частина яких є сингулярною. Загальний інтегральний РП W_{int} залишається більшим, але «якість» (частка ефективногої площі) у нижній частині може бути нижчою.

Отримані у цій роботі результати моделювання площ перерізів та аналізу кінематичної обумовленості відповідають потенційним (максимально можливим) параметрам інтегрального робочого простору верстата. Оцінку проведено суто за геометричними критеріями довжин ланок та властивостями матриці Якобі. У межах даної статті не враховувалися конструктивні обмеження на кути повороту з'єднувальних шарнірів платформи та бази, динамічні характеристики приводів, а також ймовірність взаємних колізій (зіткнень) кінематичних штанг між собою. Врахування зазначених експлуатаційних факторів та розроблення алгоритму оперативного вибору оптимальної конфігурації шарнірів у реальному часі є пріоритетними напрямками подальших досліджень авторів.

Висновки:

1. Запропоновано формалізоване представлення інтегрального робочого простору W_{int} реконфігурованого гексапода, що описує об'єднання областей ефективногої та стабільної обробки для всього діапазону допустимих просторових конфігурацій шарнірів бази. Безпосередньо з визначення впливає співвідношення $W_{\text{int}} \supseteq W(q)$, що створює теоретичне підґрунтя для прогнозування та оптимізації кінематичних можливостей механізмів із паралельною кінематикою в умовах п'ятикоординатної обробки.

2. Розроблено метод чисельного моделювання W_{int} на основі повного полярного радіального сканування горизонтальних перерізів, що виявляє ізольовані «острівці» РП поза основним тілом. Площа розраховується через інтеграл у полярних координатах (формула 8). Нормалізована матриця Якобі (формули 4-6) з характеристичною довжиною l_c забезпечує коректне обчислення κ для різних конфігурацій.

3. Чисельне моделювання для гексапода з $R_n = 300$ мм, $R_p = 100$ мм, $l = 500 \dots 800$ мм, $q_{\text{max}} = 100$ мм підтвердило ефективність підходу. При $\alpha = 0^\circ$ інтегральний РП перевищує класичний на 12,7%, всі потенційні зони сингулярності ($\kappa > 6$) повністю виключаються з меж ефективногої робочої області. Найбільший ефект при $z = 300$ мм: ефективна площа зростає від 446 до 1861 cm^2 (+317%). Це обумовлено тим, що поблизу нижньої межі діапазону штанги займають близьке до горизонтального положення і навіть незначне розсування шарнірів різко покращує обумовленість матриці Якобі. Зі зростанням висоти ефект згасає через домінуючий вплив обмеження на максимальну довжину штанг. Таким чином, реконфігурація не гарантує автоматичного покращення локальної кінематичної якості кожної окремої точки простору, а лише розширює

множину доступних конфігурацій, серед яких можуть з'являтися нові сингулярні області.

4. Ефект реконфігурації суттєво зростає зі збільшенням кута нахилу шпинделя: при $\alpha = 25^\circ$ приріст ефективного РП складає 46,3%, при $\alpha = 35^\circ$ – 76,6%. Це підтверджує особливу цінність підходу для умов п'ятикоординатної обробки, де нахил шпинделя є домінуючим режимом.

5. Встановлено, що при $\alpha = 35^\circ$ повна мінімізація або виведення сингулярних зон шляхом реконфігурації шарнірів бази є неможливою (зниження лише $-17,5\%$). У нижній частині РП при великих кутах нахилу W_{int} може містити більше сингулярних точок, ніж класичний РП, оскільки реконфігурація «відкриває» нові зони досяжності, частина яких є сингулярною.

Список літератури

1. Валявський, І.А., Лисенко О.В., & Лисенко І.А.. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою: навч. посібник: 2-ге вид., перероб. і доп. Кропивницький : ЦНТУ, 2023. 281 с. <https://dspace.kntu.kr.ua/handle/123456789/13500> (дата звернення: 22.06.2026).
2. Stewart, D.. A platform with six degrees of freedom. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 1965. 180(1), 371-386. https://doi.org/10.1243/PIME_PROC_1965_180_029_02
3. Merlet, J.-P. *Parallel Robots* (2nd ed.). Springer. INRIA, Sophia-Antipolis, 2006. <https://doi.org/10.1007/1-4020-4133-0>
4. Gosselin, C., & Angeles, J. Singularity analysis of closed-loop kinematic chains. *IEEE Transactions on Robotics and Automation* 1990. 6(3), 281-290. <https://doi.org/10.1109/70.56660>
5. Zlatanov, D., Bonev, I. A., & Gosselin, C. M.. Constraint singularities of parallel mechanisms. *Proceedings of ICRA*. 2002, 496-502. <https://doi.org/10.1109/ROBOT.2002.1013408>
6. Merlet, J.-P. Designing a parallel manipulator for a specific workspace. *The International Journal of Robotics Research*. 1994. 16(4), 545-556. <https://doi.org/10.1177/027836499701600407>
7. Huang, Z., Li, Q., & Ding, H. *Theory of Parallel Mechanisms*. Springer, 2013. <https://doi.org/10.1007/978-94-007-4201-7>
8. Павленко І. І., Валявський І. А., Гнатюк А. О. Інтегральний робочий простір верстатів-гексаподів. *Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація*. 2010. 23, 100-107. <https://dspace.kntu.kr.ua/handle/123456789/1448> (дата звернення: 22.06.2026).
9. Dasgupta, B., & Mruthyunjaya, T. S. The Stewart platform manipulator: A review. *Mechanism and Machine Theory*. 2000. 35(1), 15–40. [https://doi.org/10.1016/S0094-114X\(99\)00006-3](https://doi.org/10.1016/S0094-114X(99)00006-3)
10. Dasgupta, B., & Mruthyunjaya, T. S. Singularity-free path planning for the Stewart platform manipulator. *Mechanism and Machine Theory*. 1998. 33(6), 711-725. [https://doi.org/10.1016/S0094-114X\(97\)00095-5](https://doi.org/10.1016/S0094-114X(97)00095-5)
11. Lin, C.-J., & Chen, C.-T. Reconfiguration for the Maximum Dynamic Wrench Capability of a Parallel Robot. *Applied Sciences*. 2016. 6(3), 80. <https://doi.org/10.3390/app6030080>
12. Dash, A. K., Chen, I.-M., Yeo, S. H., & Yang, G. Singularity-free path planning of parallel manipulators using clustering algorithm and line geometry. *Proceedings of the 2003 IEEE International Conference on Robotics and Automation*. 2003. 1, 761–766. <https://doi.org/10.1109/ROBOT.2003.1241685>

References

1. Valiavskiy, I. A., Lysenko, O. V., & Lysenko, I. A. (2023). *Technological equipment with parallel kinematics: A textbook*. CNTU [in Ukrainian].
2. Stewart, D. (1965). A platform with six degrees of freedom. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 180(1), 371–386. https://doi.org/10.1243/PIME_PROC_1965_180_029_02
3. Merlet, J.-P. (2006). *Parallel robots* (2nd ed.). Springer. INRIA, Sophia-Antipolis. <https://doi.org/10.1007/1-4020-4133-0>
4. Gosselin, C., & Angeles, J. (1990). Singularity analysis of closed-loop kinematic chains. *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, 6(3), 281–290. <https://doi.org/10.1109/70.56660>
5. Zlatanov, D., Bonev, I. A., & Gosselin, C. M. (2002). Constraint singularities of parallel mechanisms. *Proceedings of the 2002 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA 2002)*, 496–502. <https://doi.org/10.1109/ROBOT.2002.1013408>
6. Merlet, J.-P. (1994). Designing a parallel manipulator for a specific workspace. *The International Journal of Robotics Research*, 16(4), 545–556. <https://doi.org/10.1177/027836499701600407>

7. Huang, Z., Li, Q., & Ding, H. (2013). Theory of parallel mechanisms. Springer. <https://doi.org/10.1007/978-94-007-4201-7>
8. Pavlenko, I. I., Valiavskiy, I. A., & Hnatiuk, A. O. (2010). Integral workspace of hexapod machine tools. *Machinery in agricultural production, industrial engineering, automation: coll. of science avenue of Kirovohrad National Technical University*, 23, 100–107 [in Ukrainian].
9. Dasgupta, B., & Mruthyunjaya, T. S. (2000). The Stewart platform manipulator: A review. *Mechanism and Machine Theory*, 35(1), 15–40. [https://doi.org/10.1016/S0094-114X\(99\)00006-3](https://doi.org/10.1016/S0094-114X(99)00006-3)
10. Dasgupta, B., & Mruthyunjaya, T. S. (1998). Singularity-free path planning for the Stewart platform manipulator. *Mechanism and Machine Theory*, 33(6), 711–725. [https://doi.org/10.1016/S0094-114X\(97\)00095-5](https://doi.org/10.1016/S0094-114X(97)00095-5)
11. Lin, C.-J., & Chen, C.-T. (2016). Reconfiguration for the maximum dynamic wrench capability of a parallel robot. *Applied Sciences*, 6(3), Article 80. <https://doi.org/10.3390/app6030080>
12. Dash, A. K., Chen, I.-M., Yeo, S. H., & Yang, G. (2003). Singularity-free path planning of parallel manipulators using clustering algorithm and line geometry. *Proceedings of the 2003 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, 1, 761–766. <https://doi.org/10.1109/ROBOT.2003.1241685>

Ivan Valiavskiy, PhD tech. sci., **Oleksandr Lysenko**, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Olexandr Skibinskyi**, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Anton Aparakin**, PhD tech. sci.

Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine

Kinematic Analysis of the Influence of Hexapod Reconfiguration on Its Workspace

Parallel kinematics machine tools, particularly hexapods based on the Gough-Stewart platform, offer high structural stiffness and positioning accuracy but suffer from a limited workspace and a high susceptibility to singularities, especially under five-axis machining conditions with significant spindle tilt angles.

This paper introduces a comprehensive mathematical framework and a numerical simulation method for evaluating the "integral workspace" of a reconfigurable hexapod featuring controllable sliding base joints. To ensure kinematic stability and eliminate dimensionality mismatch, the row elements of the kinematic Jacobian matrix are normalized by a characteristic length and mapped directly to the tool tip rather than the platform's geometric center. A dedicated computational script written in Python, utilizing the NumPy and Matplotlib libraries, was developed to implement a polar coordinate space-scanning algorithm combined with Singular Value Decomposition (SVD). The algorithm filters out unstable and singular zones using a strict threshold for the matrix condition number ($\kappa_{max} = 6$). Results. Quantitative analysis of the cross-sectional areas at heights ranging from 200 to 600 mm demonstrates the exceptional efficiency of structural reconfiguration. At a vertical spindle orientation ($\alpha = 0^\circ$), the total effective cross-sectional area increases by 12.7%, while all potential singularity zones are completely excluded from the functional workspace. Under five-axis simulation scenarios, the integration of 64 discrete binary boundary configurations yields a 46.3% area increase at a 25° tilt, and a 76.6% increase at a 35° tilt.

The proposed reconfiguration strategy successfully mitigates the severe workspace reductions typical of traditional parallel robots. Poses that are completely unusable in classical hexapods are effectively restored for stable mechanical processing, laying a solid theoretical foundation for adaptive structural control in advanced machine tool designs.

hexapod, parallel kinematics, workspace, singularity, Jacobian matrix, integral workspace, condition number

Одержано (Received) 24.06.2026

Прорецензовано (Reviewed) 25.06.2026

Прийнято до друку (Approved) 26.06.2026

УДК 007.52

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2026.56.271-278>**К. К. Щербина**, доц., канд. техн. наук, **М. О. Годунко**, доц., канд. техн. наук,**Р. А. Кравченко, В. К. Щербина***Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кіровоградський, Україна**e-mail: kir2912s@ukr.net*

Вплив на точність позиціювання промислового робота в процесі експлуатації з токарним верстатом

У статті досліджено актуальні питання забезпечення надійності функціонування роботизованих технологічних комплексів (РТК) на базі токарних верстатів із ЧПУ, зокрема оцінено динаміку зміни точності позиціонування виконавчих механізмів у реальних умовах експлуатації. Авторами детально проаналізовано деструктивний вплив факторів виробничого середовища - агресивного впливу мастильно-охолоджувальних рідин (МОР) та налипання дрібнодисперсних залишків металевої стружки - на кінематичні пари та затискні елементи захватного пристрою промислового робота, що призводить до виникнення прогресуючих похибок та зниження надійності фіксації заготовок. Для нівелювання цих негативних чинників запропоновано комплексне інженерне рішення, яке передбачає модернізацію алгоритмів керування шляхом введення спеціалізованих адаптивних циклів роботи маніпулятора, а також інтеграцію в систему додаткового датчика зворотного зв'язку для безперервного контролю стану і параметрів спрацьовування затискних механізмів, що в сукупності дозволяє підвищити автономність РТК та знизити рівень браку продукції.

промисловий робот, захватний пристрій, точність позиціонування, токарний верстат, адаптивні системи

Постановка проблеми. Сучасні конструкції порталних промислових роботів активно використовуються разом із токарними верстатами з ЧПК. Особливу увагу слід звернути на варіанти коли відбувається інтеграція порталного промислового робота у конструкцію токарних верстатів, що призводить до виникнення ряду особливостей в процесі експлуатації. На сам перед даний робототехнічний комплекс працює в складних умовах з постійною взаємодією з мастильно-охолоджуючою рідиною та налипанням стружки на виконавчі механізми, в умовах неперервного циклу виробництва. Дані умови експлуатації призводять до зношення виконавчих механізмів промислового робота, що призводить до зниження точності позиціонування. Отже дослідження позиціонування порталних промислових роботів, котрі інтегровані в конструкцію токарних верстатів з ЧПК, які працюють в складних умовах є актуальним науково-технічним завданням.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. На основі проведеного дослідження літературних джерел позиціонування порталних роботів у верстатних комплексах є науковою та практичною задачею, де сумарна похибка формується з геометричних, кінематичних та силових складових [1, 2]. Хоча пружні деформації конструкції та мікроскопічна асиметрія роботи приводів вимагають застосування алгоритмів онлайн-компенсації [2, 3, 4], ефективність таких методів і загального калібрування критично залежить від стабільності механічних параметрів системи [4]. Дослідження доводять, що домінуючим чинником деградації точності є агресивне технологічне середовище: мастильно-охолоджувальна рідина (МОР), стружка та температурні коливання, які призводять до неконтрольованої зміни коефіцієнтів тертя, зносу та втрати жорсткості [1].

Оскільки виключно програмної корекції в агресивних умовах недостатньо, забезпечення точності вимагає комплексного підходу. Згідно з промисловими рекомендаціями провідних виробників та міжнародними стандартами (ISO 10218-1, 10218-2), стабільна робота потребує підвищеного класу IP-захисту, герметизованих оболонок та спеціальної компоновки для безперешкодного відведення рідин і уникнення зон накопичення забруднень [5, 6]. Таким чином, стабільність позиціонування порталного робота є науково-технічною задачею, що має враховувати фізичний захист критичних вузлів, організацію дренажу та керування потоками забруднень у межах архітектури всього технологічного комплексу.

Аналіз досліджень приведених у працях [7,8], підтверджують, що будь-яке погіршення жорсткості, зростання люфтів або нестабільність параметрів тертя безпосередньо трансформується у втрату точності позиціонування. Також визначено, що навіть мінімальні зміни в структурній жорсткості кінематичних ланок істотно впливають на кінцеве положення робочого органу [9]. У свою чергу калібрування робота є ефективним лише за умови стабільності його механічного стану, який у реальному виробничому середовищі швидко порушується [10]. Аналогічні висновки щодо впливу зовнішніх факторів на точність давно сформульовані й у теорії верстатобудування, де температурні та експлуатаційні впливи розглядаються як головне джерело дрейфу точності [10].

Отже, метою проведеного дослідження є підвищення точності та стабільності позиціонування порталних роботів у складі верстатних комплексів шляхом розробки системного підходу, який інтегрує методи алгоритмічної компенсації похибок із конструктивно-компонувальними рішеннями.

Постановка завдання. Метою роботи є дослідження і вдосконалення точності позиціонування порталного промислового робота, котрий повинен забезпечити нівелювання недоліків викликаних складними умовами експлуатації.

Виклад основного матеріалу. У ході комплексного дослідження порталного робототехнічного комплексу (рис. 1), інтегрованого у технологічну систему металообробного верстата, було проведено детальне візуальне обстеження робочої зони, захватного органу та системи керування. Отримані результати дозволяють не лише охарактеризувати реальні умови функціонування комплексу, а й сформулювати науково обґрунтовані висновки щодо впливу агресивного експлуатаційного середовища на точність та стабільність позиціонування виконавчих механізмів.

Аналіз загального вигляду внутрішньої робочої камери верстата свідчить про те, що порталний робот функціонує в умовах, характерних для інтенсивного виробничого процесу. Робоча зона відзначається значною присутністю мастильно-охолоджувальної рідини (МОР) та металевої стружки, які рівномірно розподіляються по внутрішніх поверхнях конструктивних елементів.

Слід зазначити, що аерозольний вплив середовища не обмежується безпосередньою зоною різання, а поширюється на всю робочу камеру, включаючи кінематичні вузли порталної системи - лінійні напрямні, гвинтові передачі, карданні з'єднання та кабельні траси. За умов роботи з охолоджуючими рідинами на водно-емульсійній або мінерально-масляній основі дрібнодисперсний аерозоль здатен проникати у прецизійні спряження, спричиняючи прискорений знос та зміну характеристик тертя. Наявність касетних плит із заготовками вказує на циклічний характер роботи системи в режимі «верстат - робот - накопичувач», де повторюваність і точність позиціонування є критичними параметрами для забезпечення стабільності всього технологічного ланцюга.



Рисунок 1 – Загальний вигляд робочої зони верстата з порталним роботом

Джерело: розроблено авторами

Детальний огляд захватного пристрою (рис. 2,) виявив суттєве експлуатаційне забруднення, що проявляється у вигляді налипання дрібної та укрупненої стружки, масляних відкладень та продуктів абразивного зносу. З точки зору робототехніки, подібний стан виконавчого органу є комплексним дестабілізуючим фактором, що впливає на систему одразу за декількома напрямками.



Рисунок 2 – Захватний пристрій робота в умовах експлуатації

Джерело: розроблено авторами

Рівняння позиціонування захватного пристрою, враховуючи його кінематичну структуру та роботу з палетою буде характеризуватись наступним:

$$P=P_o + \Delta X*(i-1)+\Delta Y*(j-1)+\Delta Z*k$$

де P_o – базова точка; i, j – індекс комірки матриці; $\Delta X, \Delta Y$ – проміжок між деталями; ΔZ – висота деталі.

Накопичення відкладень призводить до зміни масо-інерційних характеристик захвату, що позначається на точності відпрацювання динамічних траєкторій, особливо при високих швидкостях переміщення та різких змінах напрямку руху - регулятори моментів та алгоритми компенсації, налаштовані на номінальні параметри, починають вносити систематичну похибку. Порушення геометрії контактних поверхонь губок захвату внаслідок забруднення або механічного зносу безпосередньо знижує точність та повторюваність захоплення деталей, що є неприйнятним в умовах автоматизованого виробництва з жорсткими допусками на базування. Забруднення пневматичних комунікацій та рухомих елементів привода може спричинити нестабільність зусилля затискання, часові затримки спрацювання та, у критичних випадках, відмову механізму утримання деталі під час транспортування.

Панель керування верстатом (рис. 3) відображає параметри автоматичного режиму роботи, а значення лічильника циклів підтверджує тривалу та інтенсивну експлуатацію комплексу. З наукової точки зору це принципово важливо: зафіксований стан обладнання слід розглядати як статистично репрезентативний і типовий для даного класу виробничих умов, а не як випадковий чи аварійний. Це підтверджує системний характер впливу експлуатаційного середовища на функціонування комплексу та виключає можливість трактування виявлених дефектів як наслідку одиничного інциденту. Крім того, аналіз журналу параметрів дозволяє відстежити можливу кореляцію між кількістю виконаних циклів та дрейфом точнісних характеристик системи, що становить самостійну наукову цінність для побудови моделей прогностичного технічного обслуговування



Рисунок 3 – Панель керування верстатом

Джерело: розроблено авторами

Зображення внутрішньої камери верстата в процесі роботи (рис. 4) демонструє значне накопичення МОР та продуктів обробки. Помітне зниження прозорості

оглядового вікна є непрямим, але об'єктивним індикатором високої концентрації аерозолів у замкненому об'ємі робочої камери. В таких умовах всі елементи системи - датчики зворотного зв'язку, оптичні вимірювальні системи, енкодери лінійних переміщень, контактні роз'єми - зазнають безперервного агресивного впливу. Особливої уваги заслуговує стан прецизійних лінійних напрямних порталу: потрапляння абразивних частинок металевої стружки у попередньо навантажені кулькові або роликові каретки призводить до стрибкоподібного зростання сил тертя та виникнення мікровібрацій, які безпосередньо транслюються у похибку позиціонування захватного органу.



Рисунок 4 – Внутрішня камера під час роботи РТК

Джерело: розроблено авторами

Таким чином, результати комплексного візуального аналізу дозволяють зробити обґрунтований висновок: точність позиціонування портального робота у складі металообробного верстата визначається не лише його кінематичними, конструктивними та алгоритмічними характеристиками, а значною мірою залежить від реальних умов експлуатації. Рівень забруднення робочої зони, стан виконавчих органів та інтенсивність аерозольного впливу є самостійними факторами деградації точнісних характеристик системи. З практичної точки зору, для підтримання заявлених виробником точностних параметрів у подібних умовах необхідне впровадження регламентованого технічного обслуговування захватних пристроїв, застосування захисних кожухів для прецизійних елементів кінематики, а також розробка адаптивних алгоритмів компенсації похибок, що враховують поточний стан виконавчої системи. Перспективним напрямком є також інтеграція методів машинного навчання для прогнозування деградації та планування технічного обслуговування на основі аналізу даних лічильників циклів і сигналів датчиків зворотного зв'язку.

У контексті виявлених експлуатаційних недоліків портального робототехнічного комплексу можна запропонувати комплекс технічних та організаційних заходів,

спрямованих на усунення або мінімізацію їх негативного впливу на точність і стабільність функціонування системи.

Першочерговим заходом є впровадження регламентованого технічного обслуговування захватного пристрою з чітко визначеною періодичністю, яка встановлюється на основі аналізу даних лічильника циклів. Програма обслуговування має включати очищення контактних поверхонь губок від стружки та масляних відкладень, перевірку геометричних параметрів захвату, діагностику пневматичних або гідравлічних комунікацій, а також контроль зусилля затискання за допомогою динамометричних засобів. Такий підхід дозволить своєчасно виявляти знос і запобігати накопиченню відкладень до критичного рівня.

Окремої уваги потребує оптимізація системи подачі мастильно-охолоджувальної рідини. Застосування спрямованих сопел із регульованим тиском, а також впровадження систем мінімального змащення або подачі МОР через шпіндель дозволить суттєво знизити інтенсивність аерозольного забруднення робочої камери без погіршення якості обробки. Додатково рекомендується оснащення верстата більш ефективною системою видалення стружки - наприклад, шнековими або скребковими конвеєрами, що зменшить накопичення продуктів різання в зоні маніпулювання деталями.

З точки зору системи керування, перспективним є впровадження адаптивних алгоритмів компенсації похибок позиціонування, що враховують поточний стан виконавчої системи. Зокрема, алгоритми можуть коригувати траєкторії руху на основі даних про змінення масо-інерційних характеристик захвату або враховувати температурні деформації конструкції, характерні для тривалої роботи. Інтеграція додаткових сенсорів-акселерометрів для контролю вібрацій, датчиків сили для моніторингу зусилля захоплення, а також технічного зору для верифікації позиції деталі - суттєво підвищить надійність і повторюваність операцій.

Стратегічним напрямком є впровадження системи прогностичного технічного обслуговування на основі методів машинного навчання. Аналіз накопичених даних про кількість виконаних циклів, відхилення в сигналах датчиків зворотного зв'язку та динаміку зміни точностних параметрів дозволить прогнозувати момент настання відмови або деградації ключових вузлів ще до виходу системи за межі допустимих параметрів. Це переведе обслуговування з реактивної моделі у проактивну, мінімізуючи незаплановані простої та витрати на усунення наслідків відмов.

Нарешті, на рівні проектування необхідно розглянути питання підвищення ступеня захисту електричних та електронних компонентів системи керування до рівня не нижче IP65, що відповідає умовам роботи в середовищах із значним аерозольним та рідинним забрудненням. Для вже введених в експлуатацію комплексів доцільним є додаткове герметизування роз'ємних з'єднань, застосування захисних кабельних рукавів та регулярний контроль стану ізоляції електричних ліній.

Висновки. Результати комплексного аналізу свідчать, що точність та стабільність функціонування портального робота у складі металообробного верстата критично залежать від реальних умов експлуатації, зокрема від забруднення робочої зони та аерозольного впливу, що вимагає переходу від реактивної до проактивної моделі обслуговування. Для мінімізації деградації точностних характеристик обґрунтовано впровадження комплексу технічних та організаційних заходів, які включають регламентоване ТО захватних пристроїв за лічильником циклів, оптимізацію подачі МОР і видалення стружки, а також підвищення класу захисту електрокомпонентів до рівня IP65. З боку системи керування стратегічним рішенням є інтеграція додаткових сенсорів і адаптивних алгоритмів компенсації похибок із

перспективою впровадження методів машинного навчання для прогностичного моніторингу, що дозволить прогнозувати знос вузлів, мінімізувати незаплановані простой та забезпечити стабільну повторюваність операцій у складних виробничих умовах.

Список літератури

1. Robots in machining / A. Verl et al. *CIRP Annals*. 2019. Vol. 68, no. 2. P. 799–822. URL: <https://doi.org/10.1016/j.cirp.2019.05.009>.
2. Compliance Error Compensation in Robotic-Based Milling / A. Klimchik et al. *Informatics in Control, Automation and Robotics*. Cham, 2014. P. 197–216. URL: https://doi.org/10.1007/978-3-319-03500-0_13.
3. Online compliance error compensation system for industrial manipulators in contact applications / M. K. Gonzalez та ін. *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*. 2022. Т. 76. С. 102305. URL: <https://doi.org/10.1016/j.rcim.2021.102305>.
4. A Non-Delay Error Compensation Method for Dual-Driving Gantry-Type Machine Tool / Q. Liu et al. *Processes*. 2020. Vol. 8, no. 7. P. 748. URL: <https://doi.org/10.3390/pr8070748>.
5. Industrial robots – Safety requirements . Part 1: Robots : ISO 10218-1:2025. Geneva : International Organization for Standardization, 2025. URL: <https://www.iso.org/standard/78002.html> (дата звернення: 22.01.2026).
6. Industrial robots – Safety requirements – Part 2: Robot systems and integration : ISO 10218-2:2025. – Geneva : International Organization for Standardization, 2025. – URL: <https://www.iso.org/standard/78003.html> (дата звернення: 22.01.2026).
7. Vitalii Mazhara, Anatolii Artiukhov, Maksym Hodunko, Kyryl Shcherbyna, Svitlana Tenenyka. Structural Design of Robotic Complexes . *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: загальнодерж.міжвід.наук.-техн. зб.* 2025. Вип. 55. С. 43-49. <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2025.55.43-49>
8. Годунко М., Мажара В., Кислун О., Щербина В., Писанка С. Дослідження можливості підвищення точності захватного пристрою робота за рахунок компенсуючої ланки затискного важеля . *Вісник Хмельницького національного університету : Технічні науки*. 2024. №3 (337). С.52-56. URL: <https://heraldts.khmnpu.edu.ua/index.php/heraldts/article/view/114> (дата звернення: 02.03.2026).
9. Годунко, М. О., Мажара, В. А., Щербина, В. К., Кравченко, Р. А. Дослідження залежності сил затиску в захватному пристрої робота від його конструктивних параметрів та межі міцності деталі. *Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки*. 2026. Вип. 14(45). С. 22–31. [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2026.14\(45\).22-31](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2026.14(45).22-31)
10. Розробка методики силового розрахунку вертикально орієнтованого захватного пристрою / М.О. Годунко, О.А. Кислун, В.А. Мажара та ін. *Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки : зб. наук. пр.* 2023. Вип. 7 (38). URL: <https://dspace.kntu.kr.ua/handle/123456789/13419>

References

1. Verl, A., et al. (2019). Robots in machining. *CIRP Annals*, 68(2), 799–822. <https://doi.org/10.1016/j.cirp.2019.05.009>
2. Klimchik, A., et al. (2014). Compliance error compensation in robotic-based milling. In *Informatics in Control, Automation and Robotics* (pp. 197–216). Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-319-03500-0_13
3. Gonzalez, M. K., et al. (2022). Online compliance error compensation system for industrial manipulators in contact applications. *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, 76, Article 102305. <https://doi.org/10.1016/j.rcim.2021.102305>
4. Liu, Q., et al. (2020). A non-delay error compensation method for dual-driving gantry-type machine tool. *Processes*, 8(7), Article 748. <https://doi.org/10.3390/pr8070748>
5. International Organization for Standardization. (2025). Industrial robots – Safety requirements – Part 1: Robots (ISO Standard No. 10218-1:2025). <https://www.iso.org/standard/78002.html>
6. International Organization for Standardization. (2025). Industrial robots – Safety requirements – Part 2: Robot systems and integration (ISO Standard No. 10218-2:2025). <https://www.iso.org/standard/78003.html>

7. Mazhara, V., Artiukhov, A., Hodunko, M., Shcherbyna, K., & Tenenka, S. (2025). Structural Design of Robotic Complexes. *Design, Manufacture and Operation of Agricultural Machines*, (55), 43–49. <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2025.55.43-49>
8. Hodunko, M., Mazhara, V., Kyslun, O., Shcherbyna, V., & Pysanka, S. (2024). Research on the possibility of increasing the accuracy of the robot gripper due to the compensating link of the clamping lever. *Herald of Khmelnytskyi National University. Technical Sciences*, (3), 52–56. URL: <https://heraldts.khmnu.edu.ua/index.php/heraldts/article/view/114> [in Ukrainian].
9. Hodunko, M. O., Mazhara, V. A., Shcherbyna, V. K., & Kravchenko, R. A. (2026). Study of the dependence of clamping forces in the robot gripper on its design parameters and the ultimate strength of the part. *Central Ukrainian Scientific Bulletin. Technical Sciences*, (14(45)), 22–31. [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2026.14\(45\).22-31](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2026.14(45).22-31) [in Ukrainian].
10. Hodunko, M. O., Kyslun, O. A., Mazhara, V. A., Shcherbyna, V. K., Kravchenko, R. A., & Kliushkin, V. V. (2023). Development of a method for force calculation of a vertically oriented gripping device. *Central Ukrainian Scientific Bulletin. Technical Sciences*, 7(38)). URL: <https://dspace.kntu.kr.ua/handle/123456789/13419> [in Ukrainian].

Kyryl Shcherbyna, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Maksym Hodunko**, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Roman Kravchenko**, **Volodymyr Shcherbyna**

Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine

Influence on the Positioning Accuracy of an Industrial Robot During Operation with a Lathe

The aim of this study is to improve the positioning accuracy and operational stability of gantry robots integrated into machine-tool systems by developing a systematic approach that combines algorithmic error compensation techniques with structural and layout optimization solutions. A comprehensive investigation of a gantry robotic system integrated into the technological system of a metal-cutting machine tool was conducted. The study included a detailed visual inspection of the working area, the end-effector (gripper), and the control system. The obtained results not only characterize the actual operating conditions of the robotic complex but also provide a scientifically substantiated basis for assessing the influence of an aggressive production environment on the positioning accuracy and operational stability of the robot's actuating mechanisms. This paper addresses current issues related to ensuring the reliable operation of robotic technological complexes (RTCs) based on CNC turning machines, with particular emphasis on evaluating the variation in positioning accuracy of robotic actuators under real industrial operating conditions. The destructive effects of production environment factors – including the aggressive action of cutting fluids (CFs) and the adhesion of fine metallic chips – on the kinematic pairs and clamping elements of the industrial robot gripper are comprehensively analyzed. These factors lead to progressive positioning errors, deterioration of gripping performance, and a reduction in the reliability of workpiece fixation. To mitigate these adverse effects, a comprehensive engineering solution is proposed. The proposed approach involves modernizing the robot control algorithms by incorporating dedicated adaptive manipulator operating cycles, as well as integrating an additional feedback sensor into the control system for continuous monitoring of the condition and actuation parameters of the clamping mechanism. The combined implementation of these measures enhances the autonomy of the robotic technological complex while reducing the defect rate of manufactured products. Further improvement in the operational efficiency of the robotic system is proposed through the enhancement of its control architecture. In particular, the integration of additional condition-monitoring sensors, the application of adaptive positioning error compensation algorithms, and the implementation of machine learning techniques for predictive diagnostics of critical mechanical assemblies are recommended. The implementation of these solutions will enable early detection of equipment wear, reduce unplanned downtime, increase the reliability of the manufacturing process, and ensure stable positioning accuracy and repeatability of technological operations even under severe industrial operating conditions.

industrial robot, gripper, positioning accuracy, CNC turning machine, adaptive systems

Одержано (Received) 17.06.2026

Прорецензовано (Reviewed) 24.06.2026

Прийнято до друку (Approved) 26.06.2026

ІНФОРМАЦІЯ ПРО АВТОРІВ INFORMATION ABOUT AUTHORS

Алієв Ельчин Бахтияр огли – доктор технічних наук, старший дослідник, професор кафедри інжинірингу технічних систем, Дніпровський державний аграрно-економічний університет, м. Дніпро, Україна, ORCID ID: <https://orcid.org/0000-0003-4006-8803>, e-mail: aliev@meta.ua.

Elchyn Aliiev – Doctor of Technic Sciences, Senior Researcher, Professor Department of Engineering of Technical Systems, Dnipro State Agrarian and Economic University, Dnipro, Ukraine, ORCID ID: <https://orcid.org/0000-0003-4006-8803>, e-mail: aliev@meta.ua.

Апаракін Антон Русланович – кандидат технічних наук, старший викладач кафедри машинобудування, мехатроніки і робототехніки, Центральнотехнічний національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5847-7739>, e-mail: anton.aparakin@gmail.com.

Anton Aparakin – PhD in technical sciences (Candidate of Technical Sciences), Senior Lecturer of Mechanical Engineering, Mechatronics and Robotics Academic Department, Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5847-7739>, e-mail: anton.aparakin@gmail.com.

Артеменко Дмитро Юрійович – доцент, кандидат технічних наук, доцент кафедри сільськогосподарського машинобудування, Центральнотехнічний національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6633-0470>, e-mail: artemenkodyu@kntu.kr.ua

Dmytro Artemenko - Associate Professor, PhD of technical sciences (Candidate of Technical Sciences), Associate Professor of Agricultural Engineering Department, Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine, <https://orcid.org/0000-0002-6633-0470>, e-mail: artemenkodyu@kntu.kr.ua

Бадул Владімір – аспірант, Технічний університет Молдови, Кишинів, Республіка Молдова, e-mail: badiulvladimir@gmail.com

Vladimir Badiul – PhD student, Technical University of Moldova, Chisinau, Republic of Moldova, e-mail: badiulvladimir@gmail.com

Баранова Олена Володимирівна – асистент кафедри загальнотехнічних дисциплін, Миколаївський національний аграрний університет, м. Миколаїв, Україна, ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-4871-8914> e-mail: baranovaovprime@gmail.com.

Olena Baranova – Assistant Lecturer, Department of General Technical Disciplines, Mykolaiv National Agrarian University, Mykolaiv, Ukraine, ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-4871-8914>, e-mail: baranovaovprime@gmail.com.

Богатирьов Дмитро Володимирович - доцент, кандидат технічних наук, доцент кафедри сільськогосподарського машинобудування, Центральнотехнічний національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8997-5466>, e-mail: bohatyrovdv@kntu.kr.ua.

Dmytro Bohatyrov - Associate Professor, PhD in Technics (Candidate of Technics Sciences), Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine, ORCID ID: <https://orcid.org/0000-0002-8997-5466>, e-mail: bohatyrovdv@kntu.kr.ua.

Бойко Владислав Борисович – доцент, кандидат технічних наук, доцент кафедри тракторів і сільськогосподарських машин, Дніпровський державний аграрно-економічний університет, м. Дніпро, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1014-7201>, boiko.v.b@dsau.dp.ua.

Vladyslav Boiko – Associate Professor, PhD in Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Tractors and Agricultural Machinery, Dnipro State Agrarian and Economic University, Dnipro, Ukraine, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1014-7201>, e-mail: boiko.v.b@dsau.dp.ua.

Бурлака Олексій Анатолійович — доцент, кандидат технічних наук, доцент кафедри агроінженерії та автомобільного транспорту, Полтавський державний аграрний університет, м. Полтава, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2296-7234>, e-mail: oleksii.burlaka@pdau.edu.ua.

Oleksii Burlaka — Associate Professor, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Agroengineering and Motor Transport, Poltava State Agrarian University, Poltava, Ukraine, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2296-7234>, e-mail: oleksii.burlaka@pdau.edu.ua.

Валявський Іван Анатолійович — кандидат технічних наук, доцент кафедри машинобудування, мехатроніки та робототехніки, Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4899-6313>, e-mail: valiavskiy@kntu.kr.ua.

Ivan Valiavskiy — Candidate of technical sciences, Associate Professor of Department of Mechanical Engineering, Mechatronics and Robotics, Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4899-6313>, e-mail: valiavskiy@kntu.kr.ua.

Васильковська Катерина Вікторівна — доцент, кандидат технічних наук, доцент кафедри загального землеробства, Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3524-4027>, e-mail: vasilkovskakv@ukr.net

Kateryna Vasylovskaya — Associate Professor, PhD in Technical Sciences (Candidate of Technical Sciences), Associate Professor of the Department of General Agriculture, Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3524-4027>, e-mail: vasilkovskakv@ukr.net

Васильковський Олексій Михайлович — професор, кандидат технічних наук, професор кафедри сільськогосподарського машинобудування, Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна. ORCID: 0000-0001-9590-742X, e-mail: olexa74@ukr.net.

Vasylovskiy Oleksii — Professor, PhD (Eng.), Professor of the Department of Agricultural Machinery, Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine. ORCID: 0000-0001-9590-742X, e-mail: olexa74@ukr.net.

Волик Дарина Анатоліївна — здобувач вищої освіти на третьому (освітньо-науковому) рівні за спеціальністю «Галузеве машинобудування», відділу механіко-технологічних проблем збирання і післязбиральної обробки урожаю зернових та олійних культур Інституту механіки та автоматики агропромислового виробництва Національної академії аграрних наук України, смт. Глеваха, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0009-0001-1979-861X>, email: volyk.d.a@gmail.com

Daryna Volyk — PhD Student in Applied Mechanics, Department of Mechanical and Technological Problems of Harvesting and Post-Harvest Processing of Grain and Oilseed Crops, Institute of Mechanics and Automation of Agro-Industrial Production, National Academy of Agrarian Sciences of Ukraine, Hlevakha, Ukraine, ORCID: <https://orcid.org/0009-0001-1979-861X>, email: volyk.d.a@gmail.com

Гайдено Олег Миколайович — старший науковий співробітник, кандидат технічних наук, учений секретар, Інститут сільського господарства Степу Національної академії аграрних наук України, м. Кропивницький, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1143-3122>, e-mail: gaidenko2014@gmail.com.

Oleh Haidenko — Senior Researcher, PhD in Technical Sciences, Scientific Secretary, Institute of Steppe Agriculture of the National Academy of Agrarian Sciences of Ukraine, Kropyvnytskyi city, Ukraine, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1143-3122>, e-mail: gaidenko2014@gmail.com.

Герасимович Денис Георгійович — здобувач вищої освіти на першому (освітньому) рівні вищої освіти за спеціальністю «Прикладна механіка», Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0009-0000-8286-0239>, e-mail: herasymovychdh@gmail.com.

Denys Herasymovych — student in Industrial Engineering, Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine, ORCID: <https://orcid.org/0009-0000-8286-0239>, e-mail: herasymovychdh@gmail.com.

Годунко Максим Олегович — доцент, кандидат технічних наук, доцент кафедри машинобудування, мехатроніки і робототехніки, Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2649-5040>, e-mail: maksimgodunko83@gmail.com

Maksym Hodunko — Associate Professor, PhD of technical sciences (Candidate of Technical Sciences), Associate Professor of the Department of Mechanical Engineering, Mechatronics and Robotics, Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2649-5040>, e-mail: maksimgodunko83@gmail.com

Голотюк Микола Віталійович – кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри агроінженерії, Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне, Україна, ORCID: orcid.org/0000-0003-3661-4437, e-mail: m.v.holotiuk@nuwm.edu.ua.

Mykola Holotiuk – PhD, Associate Professor, Department of Agricultural Engineering, National University of Water and Environmental Engineering, Rivne, Ukraine, ORCID: orcid.org/0000-0003-3661-4437, e-mail: m.v.holotiuk@nuwm.edu.ua.

Горбенко Олена Андріївна – кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри агроінженерії, Миколаївський національний аграрний університет, м. Миколаїв, Україна, ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-6006-6931>, e-mail: gorbenko_ea@mnau.edu.ua.

Olena Gorbenko – Ph.D. in Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Department of Agricultural Engineering, Mykolaiv National Agrarian University, Mykolaiv, Ukraine, ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-6006-6931>, e-mail: gorbenko_ea@mnau.edu.ua.

Гречка Андрій Іванович – доцент, кандидат технічних наук, доцент, завідувач кафедри машинобудування, мехатроніки і робототехніки, Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1188-7412>, e-mail: angre17@ukr.net.

Andrii Hrechka – Associate Professor, Candidate of Technical Sciences, associate professor, Head of the Department of Mechanical Engineering, Mechatronics and Robotics, Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine, <https://orcid.org/0000-0003-1188-7412>, e-mail: angre17@ukr.net.

Грінчук Адрій Євгенович – аспірант кафедри сільськогосподарського машинобудування, Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна, e-mail: hrinchukae@ukr.net.

Andrii Hrinchuk – Postgraduate student, Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine, e-mail: hrinchukae@ukr.net.

Гриджук Ярослав Степанович – професор, доктор технічних наук, завідувач кафедри нафтогазових машин та обладнання, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, м. Івано-Франківськ, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1429-8640>, e-mail: jaroslav.gridzhuk@gmail.com.

Yaroslav Hrydzhuk – Professor, Doctor of Technical Science, Head of the Department of Oil and Gas Machinery and Equipment, Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, Ivano-Frankivsk, Ukraine, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1429-8640>, e-mail: jaroslav.gridzhuk@gmail.com.

Грубань Василь Анатолійович – кандидат технічних наук, доцент кафедри тракторів та сільськогосподарських машин, експлуатації і технічного сервісу, Миколаївський національний аграрний університет, м. Миколаїв, Україна, ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-0753-565X>, e-mail: vasilgruban@ukr.net.

Vasyl Hruban – PhD in Technical Sciences, Associate Professor department of tractors and agricultural machinery, operation and technical service, Mykolaiv National Agrarian University, Mykolaiv, Ukraine, ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-0753-565X>, e-mail: vasilgruban@ukr.net.

Дмитрів Ігор Васильович – доцент, кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобільного транспорту, НУ «Львівська політехніка», м. Львів, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5107-7273>, e-mail: ihor.v.dmytriv@lpnu.ua.

Ihor Dmytriv – Associate Professor, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor at the Department of Motor Vehicle Transport, Lviv Polytechnic National University, Lviv, Ukraine, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5107-7273>, e-mail: ihor.v.dmytriv@lpnu.ua.

Денисенков Олександр Володимирович – здобувач вищої освіти на третьому (освітньо-науковому) рівні вищої освіти за спеціальністю «Галузеве машинобудування», Дніпровський державний аграрно - економічний університет, м. Дніпро, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0009-0004-9877-1555>, e-mail: service@agrotime.dp.ua.

Oleksandr Denysenkov – PhD student in Industrial Engineering, Dnipro State Agrarian and Economic University, Dnipro, Ukraine, ORCID: <https://orcid.org/0009-0004-9877-1555>, e-mail: service@agrotime.dp.ua.

Днесь Віктор Ігорович – старший дослідник, кандидат технічних наук, завідувач відділу моделювання технологічних процесів у рослинництві, Інституту механіки та автоматизації агропромислового виробництва Національної академії аграрних наук України, смт. Глеваха, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4166-2276>, email: dnes.viktor@ukr.net

Viktor Dnes – Senior Researcher, Candidate of Technical Sciences, Head of the Department of Modeling of Technological Processes in Plant Growing, Institute of Mechanics and Automation of Agro-industrial Production of the National Academy of Agrarian Sciences of Ukraine, Hlevakha, Ukraine, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4166-2276>, email: dnes.viktor@ukr.net

Доценко Наталія Андріївна – доктор педагогічних наук, професор, професор кафедри загальнотехнічних дисциплін, Миколаївський національний аграрний університет, м. Миколаїв, Україна, ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-1050-8193>, e-mail: dotsenkona@mnau.edu.ua

Nataliia Dotsenko – Doctor of Pedagogical Sciences, Professor, Professor of the Department of General Technical Disciplines, Mykolaiv National Agrarian University, Mykolaiv, Ukraine, ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-1050-8193>, e-mail: dotsenkona@mnau.edu.ua.

Зубко Владислав Миколайович – доктор технічних наук, професор, професор кафедри механічної та електричної інженерії, Полтавський державний аграрний університет, м. Полтава, Україна, ORCID ID: <https://orcid.org/0009-0002-4783-2608>, e-mail: vladyslav.zubko@pdau.ua.

Vladyslav Zubko – Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor in the Department of Mechanical and Electrical Engineering, Poltava State Agrarian University, Poltava, Ukraine, ORCID ID: <https://orcid.org/0009-0002-4783-2608>, e-mail: vladyslav.zubko@pdau.ua.

Кетене Міхail – аспірант, Технічний університет Молдови, Кишинів, Республіка Молдова, e-mail: mihailecatană@calc.utm.md

Mihail Cătană – PhD student, Technical University of Moldova, Chisinau, Republic of Moldova, e-mail: mihailecatană@calc.utm.md

Кісільов Руслан Вікторович – доцент, кандидат технічних наук, доцент кафедри сільськогосподарського машинобудування, Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1502-0034>, e-mail: ruslan_vik@ukr.net.

Ruslan Kisilyov – Associate Professor, PhD in Technical Sciences (Candidate of Technical Sciences), Associate Professor of the Department of Agricultural Machine Building, Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1502-0034>, e-mail: ruslan_vik@ukr.net

Кобець Олександр Миколайович – доцент, кандидат технічних наук, доцент кафедри тракторів і сільськогосподарських машин, Дніпровський державний аграрно-економічний університет, м. Дніпро, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0009-0009-5334-0133>, e-mail: ddau-shmk@ukr.net.

Oleksandr Kobets – Associate Professor, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Tractors and Agricultural Machinery, Dnipro state agrarian and economic university, Dnipro, Ukraine, <https://orcid.org/0009-0009-5334-0133>, e-mail: ddau-shmk@ukr.net.

Коваленко Владислав Євгенійович – аспірант, спеціальність «Галузеве машинобудування», Сумський національний аграрний університет, м. Суми, Україна, ORCID ID: <https://orcid.org/0009-0005-7889-8214>, e-mail: kovalenkovladislav660@gmail.com.

Vladyslav Kovalenko – PhD student, specialising in ‘Sector-Specific Mechanical Engineering’, Sumy National Agrarian University, Sumy, Ukraine, ORCID ID: <https://orcid.org/0009-0005-7889-8214>, e-mail: kovalenkovladislav660@gmail.com.

Ковальов Микола Миколайович – доцент, кандидат сільськогосподарських наук, доцент кафедри загального землеробства, Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4421-8960>, e-mail: agroeco88@gmail.com.

Mykola Kovalov – Associate Professor, PhD agricultural sciences (Candidate of Agricultural Sciences), Associate Professor of the Department of General Agriculture, Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4421-8960>, e-mail: agroeco88@gmail.com.

Конончук Сергій Васильович – доцент, кандидат технічних наук, кафедри матеріалознавства та ливарного виробництва, Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6683-8450>, e-mail: kononchuk_s@ukr.net

Котляревський Ігор Вікторович – здобувач вищої освіти на третьому (освітньо-науковому) рівні вищої освіти, Сумський національний аграрний університет, Суми, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0009-0009-0027-0231>, e-mail: iamigorkot@gmail.com.

Ihor Kotliarevskiy – PhD student, Sumy National Agrarian University, Sumy, Ukraine, ORCID: <https://orcid.org/0009-0009-0027-0231>, e-mail: iamigorkot@gmail.com.

Котов Борис Іванович – професор, доктор технічних наук, професор кафедри агроінженерії і системотехніки, Заклад вищої освіти «Подільський державний університет», м. Кам'янець-Подільський, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6369-3025>, e-mail: etsapk@pdatu.edu.ua

Borys Kotov – Professor, Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of Agricultural Engineering and Systems Engineering, Institution of Higher Education "Podilskyi State University", Kamianets-Podilskyi, Ukraine, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6369-3025>, e-mail: etsapk@pdatu.edu.ua

Кравченко Роман Анатолійович – postgraduate student of the Department of Mechanical Engineering, Mechatronics and Robotics, Центральноукраїнського національного технічного університету, м. Кропивницький, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0009-0002-1268-1141>, e-mail: roman.kravchenko.84@ukr.net

Roman Kravchenko – Postgraduate student of the Department of Mechanical Engineering, Mechatronics and Robotics, Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine, RCID: <https://orcid.org/0009-0002-1268-1141>, e-mail: roman.kravchenko.84@ukr.net

Кришко Михайло Володимирович – аспірант кафедри сільськогосподарського машинобудування, Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0009-0009-7168-3148>, e-mail: misha.kryshko@gmail.com.

Mykhailo Kryshko – Postgraduate student of the Department of Agriculture Engineering, Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine, ORCID: <https://orcid.org/0009-0009-7168-3148>, e-mail: misha.kryshko@gmail.com.

Кузьмич Альвіан Ярославович – старший дослідник, кандидат технічних наук, старший науковий співробітник відділу механіко-технологічних проблем збирання і післязбиральної обробки урожаю зернових та олійних культур Інституту механіки та автоматики агропромислового виробництва Національної академії аграрних наук України, смт. Глеваха, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3102-0840>, email: akuzmich75@gmail.com

Alvian Kuzmich – Senior Researcher, Candidate of Technical Sciences, Senior Research Fellow of the Department of Mechanical and Technological Problems of Harvesting and Post-Harvest Processing of Grain and Oilseed Crops, Institute of Mechanics and Automation of Agro-industrial Production of the National Academy of Agrarian Sciences of Ukraine, Hlevakha, Ukraine, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3102-0840>, email: akuzmich75@gmail.com

Лабетський Євген Герардович - здобувач вищої освіти на третьому (освітньо-науковому) рівні вищої освіти, Сумський національний аграрний університет, Суми, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0009-0006-8759-1801>, e-mail: eugene.labetsky@gmail.com.

Ievgen Labetskyi – PhD student, Sumy National Agrarian University, Sumy, Ukraine, ORCID: <https://orcid.org/0009-0006-8759-1801>, e-mail: eugene.labetsky@gmail.com.

Лепет Євген Іванович – здобувач вищої освіти на третьому (освітньо-науковому) рівні вищої освіти за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування», Дніпровський державний аграрно-економічний університет, м. Дніпро, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0482-538X>, e-mail: sadjem1990@gmail.com.

Yevhen Lepet – PhD student in Industrial Mechanical Engineering, Dnipro state agrarian and economic university, Dnipro, Ukraine, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0482-538X>, e-mail: sadjem1990@gmail.com.

Лещенко Сергій Миколайович - доцент, кандидат технічних наук, доцент кафедри сільсько-господарського машинобудування, Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9339-4691>, e-mail: serafsgm@ukr.net

Serhii Leshchenko - Associate Professor, PhD in Technical Sciences (Candidate of Technical Sciences), Associate Professor of the Department of Agricultural Machine Building, Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9339-4691>, e-mail: serafsgm@ukr.net

Лимар Олександр Олександрович – кандидат фізико-математичних наук, доцент кафедри тракторів та сільськогосподарських машин, експлуатації і технічного сервісу, Миколаївський національний аграрний університет, м. Миколаїв, Україна, ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-0301-7313>, e-mail: limaroo@mnau.edu.ua.

Oleksandr Lyamar – PhD in Physical and Mathematical Sciences, Associate Professor department of tractors and agricultural machinery, operation and technical service, Mykolaiv National Agrarian University, Mykolaiv, Ukraine, <http://orcid.org/0000-0002-0301-7313>, e-mail: limaroo@mnau.edu.ua.

Лисенко Олександр Володимирович – доцент, кандидат технічних наук, доцент кафедри машинобудування, мехатроніки і робототехніки, Центральнотехнічний національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3385-1771>, e-mail: Ac74@i.ua.

Oleksandr Lysenko – Associate Professor, PhD in Technical Sciences (Candidate of Technical Sciences), Associate Professor of Department of Mechanical engineering, mechatronics and robotics, Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine, <https://orcid.org/0000-0002-3385-1771>, e-mail: Ac74@i.ua

Лузан Олена - кандидат технічних наук, асистент кафедри сільськогосподарського машинобудування, Центральнотехнічний національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7678-0635>, e-mail: luzanolena@gmail.com.

Olena Luzan - PhD of technical sciences (Candidate of Technical Sciences), Assistant of Agricultural Engineering Department, Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7678-0635>, e-mail: luzanolena@gmail.com.

Лузан Петро Григорович - доцент, кандидат технічних наук, доцент кафедри сільськогосподарського машинобудування, Центральнотехнічний національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1819-999X>, e-mail: luzanpg@gmail.com.

Petro Luzan - Associate Professor, PhD of technical sciences (Candidate of Technical Sciences), Associate Professor of Agricultural Engineering Department, Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1819-999X>, e-mail: luzanpg@gmail.com.

Луц Павло Михайлович – кандидат технічних наук, старший викладач кафедри машин та обладнання сільськогосподарського виробництва. Вінницький національний аграрний університет. м. Вінниця, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3776-8940>, e-mail: luts@vsau.vin.ua.

Pavlo Luts – Candidate of Technical Sciences, Senior Lecturer of Department of machines and equipment of agricultural production. Vinnytsia National Agrarian University. Vinnytsia, Ukraine, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3776-8940>, e-mail: luts@vsau.vin.ua.

Малаховська Валентина Олександрівна – викладач кафедри загального землеробства, Центральнотехнічний національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0284-8721>, e-mail: malahovskav@gmail.com.

Valentyna Malakhovska – Lecturer of the Department of General Agriculture, Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0284-8721>, e-mail: malahovskav@gmail.com

Марченко Дмитро Дмитрович – кандидат технічних наук, доцент кафедри тракторів та сільськогосподарських машин, експлуатації і технічного сервісу, Миколаївський національний аграрний університет, м. Миколаїв, Україна, ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-0808-2923>, e-mail: marchenkodd@mnau.edu.ua

Dmytro Marchenko – PhD in Technical Sciences, Associate Professor department of tractors and agricultural machinery, operation and technical service, Mykolaiv National Agrarian University, Mykolaiv, Ukraine, ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-0808-2923>, e-mail: marchenkodd@mnau.edu.ua

Мачок Юрій Вікторович - доцент, кандидат технічних наук, доцент кафедри сільськогосподарського машинобудування, Центральнотехнічний національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5328-7859>, e-mail: machokuv@ukr.net.

Yurii Machok - Associate Professor, PhD in Technics (Candidate of Technics Sciences), Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine, ORCID ID: <https://orcid.org/0000-0001-5328-7859>, e-mail: machokuv@ukr.net.

Мельник Ангела – асистент, Технічний університет Молдови, Кишинів, Республіка Молдова, ORCID:<https://orcid.org/0009-0003-0644-119X>.

Angela Melnic – assistant, Technical University of Moldova, Chisinau, Republic of Moldova, ORCID:<https://orcid.org/0009-0003-0644-119X>.

Мельник Юрій – професор, кандидат технічних наук, Технічний університет Молдови, Кишинів, Республіка Молдова, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5279-4960>, e-mail: iuriemelnic1@gmail.com.

Iurie Melnic – Professor, PhD Tech., Associate professor of the Department of Mechanical engineering, Technical University of Moldova, Chisinau, Republic of Moldova, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5279-4960>, e-mail: iuriemelnic1@gmail.com.

Мірзак Володимир Якович – доцент, кандидат технічних наук, доцент кафедри машинобудування, мехатроніки і робототехніки, Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4167-7291>, e-mail: mirzak.moodle@gmail.com

Volodymyr Mirzak – Associate Professor, PhD of technical sciences (Candidate in Technical Sciences), Associate Professor of the Department of Mechanical Engineering, Mechatronics and Robotics, Central Ukraine National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4167-7291>, e-mail: mirzak.moodle@gmail.com

Михайлов Артем Олександрович – аспірант, Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне, Україна, e-mail: a.o.mykhailov@nuwm.edu.ua.

Artem Mykhailov – postgraduate student, National University of Water and Environmental Engineering, Rivne, Ukraine, e-mail: a.o.mykhailov@nuwm.edu.ua

Омельченко Євген Михайлович – аспірант, спеціальність «Галузеве машинобудування», Сумський національний аграрний університет, м. Суми, Україна, ORCID ID: <https://orcid.org/0009-0009-2710-9579>, e-mail: evgeniy.mh.omelchenko@gmail.com.

Yevgen Omelchenko – Ph.D. student, majoring in “Industrial Engineering,” Sumy National Agrarian University, Sumy, Ukraine, ORCID ID: <https://orcid.org/0009-0009-2710-9579>, e-mail: evgeniy.mh.omelchenko@gmail.com.

Панкова Оксана Володимирівна – кандидат сільськогосподарських наук, доцент Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2866-1858>, e-mail: pankova_oksana@ukr.net.

Pankova Oksana – Candidate of Agricultural Sciences, Senior Lecturer, Kharkiv National Automobile and Highway University, Kharkiv, Ukraine, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2866-1858>, e-mail: pankova_oksana@ukr.net.

Петренко Дмитро Іванович - доцент, кандидат технічних наук, доцент кафедри сільськогосподарського машинобудування, Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3151-8123>, e-mail: petrenko.dimitriy@gmail.com.

Dmytro Petrenko - Associate Professor, PhD in Technics (Candidate of Technics Sciences), Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine, ORCID ID: <https://orcid.org/0000-0002-3151-8123>, e-mail: petrenko.dimitriy@gmail.com.

Пірогов Володимир Васильович – доцент, кандидат фізико-математичних наук, доцент кафедри деталей машин та прикладної механіки, Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна, ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-5843-4552>, e-mail: pirogovvv@ukr.net.

Pirogov Vladimir – PhD Physical and Mathematical Sci, Associate Professor, Associate Professor of the Department of Machine Parts and Applied Mechanics, Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine, ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-5843-4552>, e-mail: pirogovvv@ukr.net.

Пономаренко Наталія Олександрівна – кандидатка технічних наук, доцентка, доцентка кафедри тракторів і сільськогосподарських машин, Дніпровський державний аграрно-економічний університет, м. Дніпро, Україна, ORCID ID: <https://orcid.org/0000-0001-8263-2914>, e-mail: nanagieva@ukr.net.

Nataliia Ponomarenko – Ph.D. (Engineering), Associate Professor, Associate Professor of the Department of Tractors and Agricultural Machines, Dnipro State Agrarian and Economic University, Dnipro, Ukraine, ORCID ID: <https://orcid.org/0000-0001-8263-2914>, e-mail: nanagieva@ukr.net.

Рудь Тимофій Артурович – здобувач ОПП «Агроінженерія», Дніпровський державний аграрно-економічний університет, м. Дніпро, Україна.

Tymofii Rud – student of the Educational and Professional Program in Agroengineering, Dnipro State Agrarian and Economic University, Dnipro, Ukraine.

Русаченко Олександр Володимирович – здобувач вищої освіти на третьому (освітньо-науковому) рівні вищої освіти за спеціальністю «Галузеве машинобудування», ДВНЗ «Приазовський державний технічний університет», м. Дніпро, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0009-0001-3919-1751>, e-mail: rav@olis-group.com.ua.

Oleksandr Rusachenko – PhD student in Industrial Engineering, Priazovskyi State Technical University, Dnipro, Ukraine, ORCID: <https://orcid.org/0009-0001-3919-1751>, e-mail: rav@olis-group.com.ua.

Садовий Олексій Степанович – кандидат технічних наук, доцент, декан інженерно-енергетичного факультету, Миколаївський національний аграрний університет, м. Миколаїв, Україна, ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-7369-0714>, e-mail: sadovuyos@mnaeu.edu.ua.

Oleksiy Sadovoy – Ph.D. in Technical Sciences, Associate Professor, Dean of the Faculty of Engineering and Energy, Mykolaiv National Agrarian University, Mykolaiv, Ukraine, ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-7369-0714>, e-mail: sadovuyos@mnaeu.edu.ua.

Сало Василь Михайлович – професор, доктор технічних наук, професор кафедри сільськогосподарського машинобудування, Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2263-6002>, e-mail: salovm@ukr.net.

Vasyl Salo - Professor, Doctor in Technics (Doctor of Technics Sciences), Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine, ORCID ID: <https://orcid.org/0000-0003-2263-6002>, e-mail: salovm@ukr.net.

Свяцький Володимир Вячеславович – доцент, кандидат технічних наук, доцент кафедри машинобудування, мехатроніки і робототехніки, Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5889-8875>, e-mail: vv.sviatskyi@kntu.kr.ua

Volodymyr Sviatskyi – Associate Professor, PhD of technical sciences (Candidate of Technical Sciences), Associate Professor of the Department of Mechanical Engineering, Mechatronics and Robotics, Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5889-8875>, e-mail: vv.sviatskyi@kntu.kr.ua

Сіса Олег Федорович – доцент, кандидат технічних наук, доцент кафедри машинобудування, мехатроніки і робототехніки, Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4783-100X> e-mail: sisaoleh@gmail.com

Oleh Sisa – Associate Professor, PhD of technical sciences (Candidate in Technical Sciences), Associate Professor of the Department of Mechanical Engineering, Mechatronics and Robotics, Central Ukraine National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4783-100X> e-mail: sisaoleh@gmail.com

Скібінський Олександр Іванович – доцент, кандидат технічних наук, доцент кафедри машинобудування, мехатроніки та робототехніки, Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8588-6159>, e-mail: skibinskyioi@kntu.kr.ua.

Oleksandr Skibinskiyi – Associate Professor, PhD in Technical Sciences (Candidate of Technical Sciences), Associate Professor of Department of Mechanical Engineering, Mechatronics and Robotics, Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8588-6159>, e-mail: skibinskyioi@kntu.kr.ua.

Слабий Орест Олегович – доцент, кандидат технічних наук, доцент кафедри технічної механіки, інженерної та комп'ютерної графіки, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, м. Івано-Франківськ, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1274-2875>, e-mail: burewisnyk@gmail.com.

Orest Slabyi – Associate Professor, Candidate of Technical Sciences, associate Professor at the Department of Technical Mechanics, Engineering and Computer Graphics, Ivano-Frankivsk National Technical University of

Oil and Gas, Ivano-Frankivsk, Ukraine, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1274-2875>, e-mail: burewisnyk@gmail.com.

Стельмах Андрій Миколайович – здобувач вищої освіти на третьому (освітньо-науковому) рівні вищої освіти за спеціальністю Галузеве машинобудування, Сумський національний аграрний університет, Суми, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8364-3575>, e-mail: stelmah0880@gmail.com.

Andrii Stelmakh – PhD student, Sumy National Agrarian University, Sumy, Ukraine, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8364-3575>, e-mail: stelmah0880@gmail.com.

Степаненко Сергій Петрович – старший науковий співробітник, доктор технічних наук, завідувач відділу механіко-технологічних проблем збирання і післязбиральної обробки урожаю зернових та олійних культур Інституту механіки та автоматики агропромислового виробництва Національної академії аграрних наук України, смт. Глеваха, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8331-4632>, email: Stepanenko_s@ukr.net

Serhii Stepanenko – Senior Researcher, Doctor of Technical Sciences, Head of the Department of Mechanical and Technological Problems of Harvesting and Post-Harvest Processing of Grain and Oilseed Crops, Institute of Mechanics and Automation of Agro-Industrial Production, National Academy of Agrarian Sciences of Ukraine, Hlevakha, Ukraine, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8331-4632>, email: Stepanenko_s@ukr.net

Ступак Богдан Володимирович — аспірант кафедри агроінженерії та автомобільного транспорту, Полтавський державний аграрний університет, м. Полтава, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0009-0009-8015-2605>, e-mail: bohdan.stupak@pdau.edu.ua.

Bohdan Stupak — Postgraduate Student of the Department of Agroengineering and Motor Transport, Poltava State Agrarian University, Poltava, Ukraine, ORCID: <https://orcid.org/0009-0009-8015-2605>, e-mail: bohdan.stupak@pdau.edu.ua.

Філімоніхін Геннадій Борисович – професор, доктор технічних наук, завідувач кафедри деталей машин та прикладної механіки, Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна, ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-2819-0569>, e-mail: filimonikhin@ukr.net.

Filimonikhin Gennadiy – Professor, Doctor of Technical Sciences, Head of the Department of Machine Parts and Applied Mechanics, Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine, ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-2819-0569>, e-mail: filimonikhin@ukr.net.

Харченко Сергій Олександрович – доцент, доктор технічних наук, професор кафедри механічної та електричної інженерії, Сумський національний аграрний університет, Суми, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4883-2565>, e-mail: kharchenko_mtf@ukr.net.

Serhii Kharchenko - Associate Professor, Doctor of Technical Sciences, Professor of Department of Agroengineering, Sumy National Agrarian University, Sumy, Ukraine, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4883-2565>, e-mail: kharchenko_mtf@ukr.net.

Харченко Фаріда Магомедівна – кандидат технічних наук, старший викладач кафедри агроінжинірингу, Сумський національний аграрний університет, Суми, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0815-4691>, e-mail: faridakharchenko@gmail.com.

Farida Kharchenko – Candidate of Technical Sciences, Senior Lecturer, Department of Agroengineering, Sumy National Agrarian University, Sumy, Ukraine, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0815-4691>, e-mail: faridakharchenko@gmail.com.

Хворост Тетяна В'ячеславівна – кандидат економічних наук, доцент кафедри вищої математики та фізики, Сумський національний аграрний університет, м. Суми, Україна, ORCID ID: <https://orcid.org/0000-0002-8863-8126>, e-mail: tetiana.khvorost@snau.edu.ua.

Tetiana Khvorost – Candidate of Economic Sciences, Associate Professor, Associate Professor at the Department of Higher Mathematics and Physics, Sumy National Agrarian University, Sumy, Ukraine, ORCID ID: <https://orcid.org/0000-0002-8863-8126>, e-mail: tetiana.khvorost@snau.edu.ua.

Храмов Микита Сергійович – асистент кафедри агроінженерії, Миколаївський національний аграрний університет, м. Миколаїв, Україна, ORCID <http://orcid.org/0000-0002-2537-7344>, khramovms@mnaeu.edu.ua.

Mykyta Khramov – Assistant of the Department of Agricultural Engineering, Mykolayv National Agrarian University, Mykolayv, Ukraine, ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-2537-7344>, khramovms@mnaeu.edu.ua.

Чепіжний Андрій Володимирович – кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри енергетики та електротехнічних систем, Сумський національний аграрний університет, м. Суми, Україна, ORCID ID: 0000-0002-7540-8313, e-mail: andrii.chepizhnyi@snau.edu.ua

Chepizhnyi Andrii Volodymyrovych – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor at the Department of Energy and Electrical Engineering Systems, Sumy National Agrarian University, Sumy, Ukraine, ORCID ID: 0000-0002-7540-8313, e-mail: andrii.chepizhnyi@snau.edu.ua

Червоний Тарас Володимирович - аспірант, Центральнотехнічний національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0009-0004-2351-3391>, e-mail: asbdv@ukr.net.

Taras Chervonyi - PhD Student in Industrial Machinery Engineering, Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine, ORCID ID: <https://orcid.org/0009-0004-2351-3391>, e-mail: asbdv@ukr.net.

Чугасв Сергій Вікторович – кандидат сільськогосподарських наук, в.о. директора Великоанадольського лісотехнічного фахового коледжу імені Віктора Єгоровича фон Граффа, м. Апостолове, Дніпропетровська область, Україна, ORCID ID: <https://orcid.org/0000-0002-6840-7355>, e-mail: agro.chugayev@gmail.com.

Serhii Chugaiev – Candidate of Agricultural Sciences, Acting Director of the Viktor Yegorovich von Graff Velykoanadolsk Forestry Technical College, Apostolove, Dnipropetrovsk Oblast, Ukraine, ORCID ID: <https://orcid.org/0000-0002-6840-7355>, e-mail: agro.chugayev@gmail.com.

Швидя Віктор Олександрович – старший дослідник, кандидат технічних наук, провідний науковий співробітник відділу механіко-технологічних проблем збирання і післязбиральної обробки урожаю зернових та олійних культур Інституту механіки та автоматики агропромислового виробництва Національної академії аграрних наук України, смт. Глеваха, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8113-2173>, email: Shvidia@gmail.com

Viktor Shvydia – Senior Researcher, Candidate of Technical Sciences, Leading Research of the Department of Mechanical and Technological Problems of Harvesting and Post-Harvest Processing of Grain and Oilseed Crops, Institute of Mechanics and Automation of Agro-industrial Production of the National Academy of Agrarian Sciences of Ukraine, Hlevakha, Ukraine, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8113-2173>, email: Shvidia@gmail.com

Шепеленко Ігор Віталійович – професор, доктор технічних наук, професор кафедри експлуатації та ремонту машин, Центральнотехнічний національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1251-1687>, e-mail: kntucpfzk@gmail.com.

Ihor Shepelenko – Professor, Doctor of Technical Science, professor of the Department of Exploitation and repairing machines, Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1251-1687>, e-mail: kntucpfzk@gmail.com.

Шутко Віталій Володимирович – аспірант, спеціальність «Галузеве машинобудування», Сумський національний аграрний університет, м. Суми, Україна, ORCID ID: <https://orcid.org/0009-0009-2637-3167>, e-mail: v.shutko.gs@snau.edu.ua.

Vitalii Shutko – PhD student, specialising in ‘Sector-Specific Mechanical Engineering’, Sumy National Agrarian University, Sumy, Ukraine, ORCID ID: <https://orcid.org/0009-0009-2637-3167>, e-mail: v.shutko.gs@snau.edu.ua.

Щербина Володимир Костянтинович – аспірант кафедри машинобудування мехатроніки і робототехніки, Центральнотехнічного національного технічного університету, м. Кропивницький, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0009-0004-0105-3216>, e-mail: shcherbynakk@kntu.kr.ua

Volodymyr Shcherbyna – postgraduate student of the Department of Mechanical Engineering, Mechatronics and Robotics, Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine, ORCID: <https://orcid.org/0009-0004-0105-3216>, e-mail: shcherbynakk@kntu.kr.ua

Щербина Кирил Костянтинович - доцент, кандидат технічних наук, доцент кафедри машинобудування, мехатроніки і робототехніки, Центральнотехнічний національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1665-7686>, e-mail: kir2912s@ukr.net.

Kyryl Shcherbyna - Associate Professor, PhD of technical sciences (Candidate of Technical Sciences), Associate Professor of Mechanical Engineering, Mechatronics and Robotics Academic Department, Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1665-7686>, e-mail: kir2912s@ukr.net.

Юрченко Оксана Володимирівна - доцент, кандидат економічних наук, доцент кафедри аудиту, обліку та оподаткування, Центральнотехнічний національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4397-6698>, e-mail: yov2910@ukr.net.

Oksana Yurchenko - Associate Professor, PhD in Economics (Candidate of Economics Sciences), Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine, ORCID ID: <https://orcid.org/0000-0003-4397-6698>, e-mail: yov2910@ukr.net.

Матеріали подаються у друкованому вигляді та на електронному носії. Обсяг статті – 5-12 сторінок. Основний текст рукопису друкується 12 кеглем; шрифт – Times New Roman; міжрядковий інтервал – 1,0; відступ – 1,25 см; поля: верх – 2 см, низ – 3с м, право, ліво – 2 см. Текст повинен бути вирівняний по ширині аркуша.

Підписи до рисунків і набирати шрифтом Times New Roman 10 (по центру), таблиць 14 (з абзацу). Після рисунка, таблиці схеми – вказується джерело

Рисунки й таблиці розміщуються в тексті статті з вирівнюванням по центру сторінки, без обтікання текстом у рамках поля набору. Рисунки й таблиці подаються в статті безпосередньо після тексту, де їх згадано вперше. На кожен формулу, таблицю, рисунок, графік у тексті мають бути обов'язкові посилання.

Анотація українською мовами – до 10 рядків тексту (до 500 знаків), обов'язково 3-7 ключових слів;

Анотація англійською мовою повинна бути не менше ніж 1800 знаків:

Структура анотацій:

- мета статті;
- короткий опис виконаної роботи;
- висновки по роботі;
- перелік ключових слів;

Структура основного тексту статті:

1. Постановка проблеми. *Statement of the problem*
2. Аналіз останніх досліджень і публікацій. *Analysis of recent researches and publications*
3. Постановка завдання (мета статті). *Statement of the objective*
4. Виклад основного матеріалу. *The main material*
5. Висновки і перспективи подальших досліджень. *Conclusions and prospects for further researches*

Схема організації матеріалу статті:

1. УДК
2. Ініціали, прізвище, вчене звання, науковий ступінь
3. Місце роботи, місто, країна. e-mail
4. Назва статті.
5. Анотація і ключові слова мовою статті.
6. Основний текст статті.
7. Список літератури. *
8. References
9. Розширена анотація і ключові слова англійською мовою.
10. Інформація про авторів.

Статті які надходять перевіряються на плагіат системою **Turnitin**

Сайт збірника: <https://agri-mach.kntu.kr.ua/agri>

Адреса для надсилання: zbirnyk_agri@kntu.kr.ua

ДОВІДКА ПРО АВТОРА українською та англійською мовами

	Українською	Англійською
Прізвище, ім'я, по-батькові:		
Місце роботи (повна назва, без аббревіатур), місто, країна:		
Посада (повна назва, без аббревіатур):		
Наукова ступінь:		
Вчене звання:		
Назва статті:		
*Спеціальність:		
Адреса для надсилання збірнику:		
Контактні телефони (бажано мобільний):		
E-mail:		
ORCID ID (XXXX-XXXX-XXXX-XXXX)		

* G8 Матеріалознавство, G9 Прикладна механіка, G11 Машинобудування

**Конструювання, виробництво та експлуатація
сільськогосподарських машин**

Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник

Заснований у 1971 році

Випуск 56

За загальною редакцією М.І. Черновола

Відповідальна за випуск К.В. Васильковська

Комп'ютерна верстка І.М. Каліч

Тиражування О. Г. Каліч

*Приватне підприємство «Ексклюзив-Систем»
Свідоцтво про реєстрацію № 05720-ПП-1 від 10.12.1996.
25006, м. Кропивницький, вул. Шевченка, 25
тел./факс 24-35-53*

Здано в набір 26.06.2026. Підписано до друку 29.06.2026. Формат 60x84 1/8.
Папір офсетний. Гарнітура Times New Roman Умов. друк. арк. 37,25
Обл. вид. арк. 28,25. Наклад 300 прим. Замовлення № 0894