ЛУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

ISSN 2307-1699 (Print)
ISSN 2708-9754 (Online)

AGRICULTURAL MACHINES
АСМ
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

AGRICULTURAL MACHINES

2026' 52

ISSN 2307-1699 (Print)
ISSN 2708-9754 (Online)

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

ЛУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

AGRICULTURAL MACHINES
АСМ
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Науково-практичне видання

Журнал заснований у 1995 році

У журналі відображені науково-практичні проблеми сільськогосподарського виробництва.

Журнал призначений для наукових і науково-педагогічних працівників, докторантів, аспірантів, а також усіх зацікавлених у розвитку сільськогосподарського виробництва.

Засновник і видавець:
Луцький національний технічний університет

Випуск 52

ТЕХНОЛОГІЯ

****

ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ПРОЦЕС

****

ТЕХНІКА

Луцьк 2026

УДК 631.3
Сільськогосподарські машини. Вип. 52. ЛНТУ, Луцьк, 2026. 306 с.

Рекомендовано до друку вченою радою
Луцького національного технічного університету
(протокол № 3 від 19.11.2026 р.)

Журнал включений до категорії «Б» Переліку наукових фахових видань України,
технічні науки за спеціальністю Н7 Агроінженерія
(наказ Міністерства освіти і науки України № 928 від 11.06.2026 року)

Зареєстровано Національною радою України з питань телебачення і радіомовлення,
рішення № 40 від 11.01.2024 року, ідентифікатор медіа R30-02454.

РЕДАКЦІЙНА КОЛЕГІЯ

Головний редактор:

Володимир ДІДУХ — *д.т.н., професор, Луцький національний технічний університет, Україна*

Заступник головного редактора:

Сергій ХОМИЧ — *к.т.н., доцент, Луцький національний технічний університет, Україна*

Відповідальний секретар:

Роман ХЛОПЕЦЬКИЙ — *к.т.н., старший викладач Луцький національний технічний університет, Україна*

Члени редакційної колегії:

Олег ЗАХАРЧУК — *к.т.н., доцент, Луцький національний технічний університет, Україна*
Віктор ЗАХАРЧУК — *д.т.н., професор, Луцький національний технічний університет, Україна*
Олександр ГЕРАСИМЧУК — *к.т.н., доцент, Луцький національний технічний університет, Україна*
Віктор ТАРАСЮК — *к.т.н., доцент, Луцький національний технічний університет, Україна*
Людмила ЗАБРОДОЦЬКА — *к.т.н., доцент, Луцький національний технічний університет, Україна*
Сергій ЮХИМЧУК — *к.т.н., доцент, Луцький національний технічний університет, Україна*
Ігор ЦИЗЬ — *к.т.н., доцент, Луцький національний технічний університет, Україна*
Марія АВГУСТИНОВИЧ — *к.с.-г.н., доцент, Луцький національний технічний університет, Україна*
Катерина ВАСИЛЬКОВСЬКА — *к.т.н., доцент, Центральноукраїнський національний технічний університет, Україна*
Олексій ВАСИЛЬКОВСЬКИЙ — *к.т.н., професор, Центральноукраїнський національний технічний університет, Україна*
Сергій ЛЕЩЕНКО — *к.т.н., доцент, Центральноукраїнський національний технічний університет, Україна*
Віктор ШЕЙЧЕНКО — *д.т.н., професор, Полтавський державний аграрний університет, Україна*
Сергій ЛЯШЕНКО — *к.т.н., доцент, Полтавський державний аграрний університет, Україна*
Олена НАЛОБІНА — *д.т.н., професор, Національний університет водного господарства та природокористування, Україна*
Василь ЗАЯЧУК — *к.с.-г.н., доцент, Національний лісотехнічний університет України, Україна*
Тарас ЩУР — *к.т.н., доцент, Державний біотехнологічний університет, Україна*
Мітко НІКОЛОВ — *д.т.н., професор, Русенський університет «Ангел Канчев», Болгарія*
Лукреція ПОПА — *Ph.D., старший дослідник, Національний інститут науково-дослідних розробок машин і установок для сільського господарства та харчової промисловості – INMA, Румунія*
Мароша Коренко — *д.т.н., професор, Словацький сільськогосподарський університет в Нітрі, Словаччина*
Славомір КОЦІРА — *д.т.н., професор, Природничий університет в Любліні, Польща*
Стеляна РОДІНО — *Ph.D., старший дослідник, Науково-дослідний інститут сільськогосподарської економіки та розвитку сільських районів ICEADR, Румунія*
Катажина МАРКОВСЬКА — *д.т.н., професор, Сілезький технологічний університ в Глівіце. Польща*

© Луцький національний технічний університет, 2026

ISSN 2307-1699 (Print)
ISSN 2708-9754 (Online)

MINISTRY OF EDUCATION AND SCIENCE OF UKRAINE

LUTSK NATIONAL TECHNICAL UNIVERSITY

AGRICULTURAL MACHINES
AM
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

AGRICULTURAL MACHINES

Scientific and Practical Journal

Founded in 1995

The scientific and practical problems of agricultural production are presented.

The Journal is intended for science officers, lectures, PhD students and advanced students and for all those interested in the development of agricultural production.

Founder and publisher:
Lutsk National Technical University

Volume 52

TECHNOLOGY

***

TECHNOLOGICAL PROCESS

***

MACHINERY

Lutsk 2026

UDC 631.3

Agricultural Machines. Vol. 52. LNTU, Lutsk, 2026. 306 p.

Academic Council of Lutsk National Technical University
confirmed for printing
(record № 3 dated , November 19, 2026)

The Journal is inscribed to the category «B» of the List of Scientific Professional Publications of Ukraine (H7 Agricultural Engineering) maintained by order of Ministry of Education and Science of Ukraine № 928 dated June, 11, 2026

Registered by the National Council of Television and Radio Broadcasting of Ukraine, record № 40 dated January, 11, 2024, media identifier R30-02454.

EDITORIAL BOARD

Editor-in-Chief:

Volodymyr DIDUKH — *D.Sc., Professor, Lutsk National Technical University, Ukraine*

Deputy Editor-in-Chief:

Serhii KHOMYCH — *Ph.D., Associate Professor, Lutsk National Technical University, Ukraine*

Executive Editor:

Roman KHLOPETSKYI — *Ph.D., Senior Lecturer, Lutsk National Technical University, Ukraine*

Members of Editorial Board:

Oleh ZAKHARCHUK — *Ph.D., Associate Professor, Lutsk National Technical University, Ukraine*
Viktor ZAKHARCHUK — *D.Sc., Professor, Lutsk National Technical University, Ukraine*
Oleksandr GERASYMCHUK — *Ph.D., Associate Professor, Lutsk National Technical University, Ukraine*
Viktor TARASIUK — *Ph.D., Associate Professor, Lutsk National Technical University, Ukraine*
Liudmyla ZABRODOTSKA — *Ph.D., Associate Professor, Lutsk National Technical University, Ukraine*
Serhii YUKHYMCHUK — *Ph.D., Associate Professor, Lutsk National Technical University, Ukraine*
Ihor TSYZ — *Ph.D., Associate Professor, Lutsk National Technical University, Ukraine*
Mariia AVHUSTYNOVYCH — *Ph.D., Associate Professor, Lutsk National Technical University, Ukraine*
Kateryna VASYLKOVSKA — *Ph.D., Associate Professor, Central Ukrainian National Technical University, Ukraine*
Oleksii VASYLKOVSKYI — *Ph.D., Professor, Central Ukrainian National Technical University, Ukraine*
Serhii LESHCHENKO — *Ph.D., Associate Professor, Central Ukrainian National Technical University, Ukraine*
Viktor SHEICHENKO — *D.Sc., Professor, Poltava State Agrarian University, Ukraine*
Serhii LIASHENKO — *Ph.D., Associate Professor, Poltava State Agrarian University, Ukraine*
Olena NALOBINA — *D.Sc., Professor, National University of Water and Environmental Engineering, Ukraine*
Vasyl ZAYACHUK — *Ph.D., Associate Professor, Ukrainian National Forestry University, Ukraine*
Taras SHCHUR — *Ph.D., Associate Professor, State Biotechnological University, Ukraine*
Mitko NIKOLOV — *D.Sc., Professor, University of Ruse "Angel Kanchev", Bulgaria*
Lucretia POPA — *Ph.D., Senior Researcher, National Institute of Research-Development for Machines and Installations Designed for Agriculture and Food Industry – INMA, Romania*
Maroš KORENKO — *D.Sc., Professor, Slovak University of Agriculture in Nitra, Slovakia*
Sławomir KOCIRA — *D.Sc., Professor, University of Life Sciences in Lublin, Poland*
Steliana RODINO — *Ph.D., Senior Researcher, Research Institute for Agricultural Economics and Rural Development – ICEADR, Romania*
Katarzyna MARKOWSKA — *D.Sc., Professor, Silesian University of Technology, Gliwice, Poland*

© Lutsk National Technical University, 2026

ЗМІСТ

К.В. Васильковська, Р.В. Кірчук, Р.В. Ференц, М.О. Васильковський
СИНЕРГІЯ ВДОСКОНАЛЕННЯ ОДНОНАСІННЄВОГО ПОТОКУ У ПНЕВМОМЕХАНІЧНОМУ ВИСІВНОМУ АПАРАТІ 9

В.В. Янків, В.Є. Чухрай
ОПТИМІЗАЦІЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ВІДНОВЛЕННЯ КОРПУСНИХ ДЕТАЛЕЙ 18

М.О. Мікуліна
ЕВОЛЮЦІЯ ГІДРАВЛІЧНИХ ТА ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНИХ СИСТЕМ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ: ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІСТЬ, ІНТЕЛЕКТУАЛЬНЕ КЕРУВАННЯ ТА ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ 27

Р.В. Кірчук
МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ ЖИВИЛЬНИХ АПАРАТІВ ДИСКОВОГО ТИПУ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН 41

В.В. Федонюк, С.Г. Панькевич, М.А. Федонюк
ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ТЕХНОГЕННОЇ БЕЗПЕКИ ЗЕМЕЛЬ, ЗАЙНЯТИХ НЕСАНКЦІОНОВАНИМИ СМІТТЄЗВАЛИЩАМИ, МЕТОДАМИ БІОРЕКУЛЬТИВАЦІЇ 51

Л.Ю. Забродоцька, Т.О. Гапонюк, О.І. Кіндрат, Я.В. Нестерук
ІСТОРІЯ РОЗВИТКУ ТЕОРІЇ ТА ТЕХНІЧНИХ ЗАСОБІВ СУШІННЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАТЕРІАЛІВ 62

Р.Д. Малєгін
КОНТРОЛЬ СТУПЕНЯ ПОДРІБНЕННЯ КОРМОВОЇ СИРОВИНИ ПІД ЧАС ПРИГОТУВАННЯ РІДКОГО КОРМУ 73

Б.О. Саржанов
ПОРІВНЯЛЬНА ОЦІНКА ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ГІДРАВЛІЧНИХ ПРИВОДІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН З РІЗНИМИ СПОСОБАМИ РЕГУЛЮВАННЯ 85

М.С. Шелест
ПОРІВНЯЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ СТРАТЕГІЙ ОБРОБІТКУ ҐРУНТУ В СУМСЬКІЙ ТА МИКОЛАЇВСЬКІЙ ОБЛАСТЯХ 95

Л.Г. Савченко, Б.В. Матвійчук, С.М. Хоменко
СВІТОВИЙ ДОСВІД УПРОВАДЖЕННЯ ІНЖЕНЕРНО-ТЕХНІЧНИХ ЗАХОДІВ ОХОРОНИ ПРАЦІ В ЕЛЕКТРОЕНЕРГЕТИЦІ ТА ІНЖЕНЕРІЇ АГРАРНОГО СЕКТОРУ 106

І.Є. Цизь, А.Т. Бучак
ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ОБРОБКИ САПРОПЕЛЮ У ДЗОР 118

І.М. Дударєв
КЛАСТЕРНА МОДЕЛЬ ВИРОБНИЦТВА КАРТОПЛЕПРОДУКТІВ: СИРОВИНА, ТЕХНОЛОГІЧНІ ПРОЦЕСИ ТА ОБЛАДНАННЯ 131

В.Ф. Дідух, Р.А. Хлопецький
ДОСЛІДЖЕННЯ РУЙНУВАННЯ СТЕБЕЛ ЛЬОНУ ОЛІЙНОГО ДЛЯ ОБҐРУНТУВАННЯ РОБОЧИХ ПОВЕРХОНЬ ДЕКОРТИКАЦІЙНОГО ВУЗЛА 141

П. Т. Мельянцов, О.М. Лосіков, В.К. Сидоренко
МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТРИБОТЕХНІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕХНОЛОГІЙ ВІДНОВЛЕННЯ ДЕТАЛЕЙ ПОРШНЕВОЇ ПАРИ АКСІАЛЬНО-ПОРШНЕВИХ ГІДРОМАШИН 151

О.П. Герасимчук, О.В. Гергель
АЛГОРИТМ ВИЗНАЧЕННЯ ДІАМЕТРА ТА ВИСОТИ ДЕРЕВ ЗА ДАНИМИ ЛАЗЕРНОГО СКАНУВАННЯ 167

О.Л. Ткачук
ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ГІДРАВЛІЧНИХ ТА ФІЗИКО-ХІМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ КОМПЛЕКСНОЇ ПЕРЕРОБКИ ХВОЇ СОСНИ ЗВИЧАЙНОЇ 175

В.О. Голій, А.І. Моцюк, М.О. Линник, А.С. Попік
ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЗУСИЛЛЯ ЗАГЛИБЛЕННЯ РОБОЧОГО ОРГАНУ ЗНАРЯДДЯ ДЛЯ ГЛИБОКОГО ОБРОБІТКУ ҐРУНТУ 189
Є.В. Калганков, О.В. Толстенко, О.А. Черній
ЖОРСТКІСТЬ ГУМОМЕТАЛЕВИХ ВІБРОІЗОЛЯТОРІВ МАШИН: ВПЛИВ ГЕОМЕТРІЇ ГУМОВОГО ШАРУ ТА ТРИВАЛОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ 198
С.П. Бондарчук
ОЦІНКА СУЧАСНОГО АГРОЕКОЛОГІЧНОГО СТАНУ ОСУШУВАНИХ ҐРУНТІВ ПЕРЕХІДНОЇ ЗОНИ ВОЛИНСЬКОЇ ОБЛАСТІ ТА ОБҐРУНТУВАННЯ НАПРЯМІВ ЙОГО ОПТИМІЗАЦІЇ 209
В.І. Мельник, О.М. Калнагуз, Ю.В. Сіренко
АЛГОРИТМ МОДЕЛЮВАННЯ КРИВОЛІНІЙНОГО РУХУ 217
О.В. Захарчук
ПОКАЗНИКИ ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА ПРИ РОБОТІ НА СУМІШЕВИХ ПАЛИВАХ 226
М.О. Гошко, Т.Д. Гошко, М.М. Гошко, І.М.Дробот
РОЗРАХУНКОВО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА МЕТОДИКА ПІДВИЩЕННЯ АВТОНОМНОСТІ 10-ДЮЙМОВОГО FPV-БПЛА З Li-ion СИСТЕМОЮ ЖИВЛЕННЯ 233
Н.О. Пономаренко, Д.П. Часов, Д.Б.Середа, В.О. Бейгул, М.С. Лінник-Захорольський
ОБҐРУНТУВАННЯ ОПТИМАЛЬНОЇ КОНСТРУКЦІЇ РОТОРНИХ ВУЗЛІВ ЗА ЯКІСНИМИ ПОКАЗНИКАМИ РОБОТИ РОЗКИДАЧІВ 241
А.В. Бабій, В.В. Бойко
ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СЕПАРАЦІЇ КАРТОПЛЯНОГО ВОРОХУ ПРУТКОВИМ ТРАНСПОРТЕРОМ 249
С.В. Коробка, І.Г. Стукалець, М.М. Толстушко, Н.О. Толстушко
ГРАФІЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ КУТОВИХ ПАРАМЕТРІВ ПЛОСКОГО ДЗЕРКАЛЬНОГО КОНЦЕНТРАТОРА ГЕЛІОСУШАРКИ 261
С.М. Хомич, Р.В. Панечко
ІНЖЕНЕРНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПНЕВМАТИЧНОГО ТРАНСПОРТЕРА САПРОПЕЛЮ 275
С.В. Ляшенко, Т.О. Кутковецька, Є.А. Петриченко, М.О. Барда
ДИНАМІЧНА МОДЕЛЬ РУХУ РІДИНИ В КАПІЛЯРНО-ПОРИСТОМУ СЕРЕДОВИЩІ НА ПРИКЛАДІ СОЄВОГО ЕКСТРУДАТУ 283
Д.В. Богатирьов, В.М. Сало, С.М. Лещенко, О.В. Юрченко
ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ НОЖОВОГО БАРАБАНА КОТКА-ПОДРІБНЮВАЧА ЗА УМОВАМИ ПЕРЕРІЗАННЯ СТЕБЕЛ НА ҐРУНТОВІЙ ОСНОВІ ТА НЕЗАБИВАННЯ МІЖНОЖОВОГО ПРОСТОРУ 293

CONTENT

K. Vasylkovska, R. Ferents, M. Vasylkovsky
SYNERGY IN IMPROVING THE SINGLE-SEED FLOW IN A PNEUMATIC-MECHANICAL SEEDER 9

V. Yankiv, V. Chukhrai
OPTIMIZATION OF TECHNOLOGICAL PROCESSES FOR THE RESTORATION OF BODY PARTS 18

M. Mikulina
EVOLUTION OF HYDRAULIC AND ELECTROHYDRAULIC SYSTEMS OF AGRICULTURAL MACHINERY: ENERGY EFFICIENCY, INTELLIGENT CONTROL AND DEVELOPMENT TRENDS 27

R. Kirchuk
DISK TYPE FEED DEVICE OF AGRICULTURAL MACHINERY SIMULATION 41

V. Fedoniuk, S. Pankevych, M. Fedoniuk
ENSURING TECHNOLOGICAL SAFETY OF LAND OCCUPIED BY UNAUTHORISED LANDFILLS USING BIORECLAMATION METHODS 51

L. Zabrodotska, T. Haponuk, O. Kindrat, Ya. Nesteruk
HISTORY OF THEORY AND AGRICULTURAL MATERIALS DRYING EQUIPMENT DEVELOPMENT 62

R. Malegin
CONTROL OF FEED RAW MATERIAL GRINDING DEGREE DURING LIQUID FEED PREPARATION 73

B. Sarzhanov
COMPARATIVE ASSESSMENT OF THE ENERGY EFFICIENCY OF HYDRAULIC DRIVES OF AGRICULTURAL MACHINES WITH DIFFERENT CONTROL METHODS 85

M. Shelest
COMPARATIVE STUDY OF SOIL TILLAGE STRATEGIES IN THE SUMY AND MYKOLAIV REGIONS 95

L. Savchenko, B. Matviichuk, S. Khomenko
GLOBAL EXPERIENCE IN IMPLEMENTING ENGINEERING AND TECHNICAL OCCUPATIONAL SAFETY MEASURES IN THE ELECTRIC POWER INDUSTRY AND AGRICULTURAL ENGINEERING 106

I. Tsiz, A. Buchak
STUDY OF SAPROPEL PROCESSING IN A DMRR 118

I. Dudarev
CLUSTER MODEL FOR POTATO PRODUCT MANUFACTURING: RAW MATERIALS, TECHNOLOGICAL PROCESSES, AND EQUIPMENT 131

V. Didukh, R. Khlopetskyi
INVESTIGATION OF OILSEED FLAX STEM FRACTURE TO INFORM THE DESIGN OF WORKING SURFACES FOR A DECORTICATION UNIT 141

P. Melyantsov, O. Losikov, V. Sidorenko
MATHEMATICAL MODELING OF THE TRIBOLOGICAL EFFICIENCY OF RESTORATION TECHNOLOGIES FOR PISTON-ASSEMBLY COMPONENTS OF AXIAL-PISTON HYDRAULIC MACHINES 151

O. Herasymchuk, O. Herhel
AN ALGORITHM FOR DETERMINING TREE DIAMETER AND HEIGHT FROM LASER SCANNING DATA 167

O. Tkachuk
THEORETICAL JUSTIFICATION OF HYDRAULIC AND PHYSICOCHEMICAL PROCESSES IN INTEGRATED SCOTS PINE NEEDLE PROCESSING THEORETICAL JUSTIFICATION OF HYDRAULIC AND PHYSICOCHEMICAL PROCESSES IN INTEGRATED SCOTS PINE NEEDLE PROCESSING 175

V. Holii, A. Motsiuk, M. Linnik, A. Popik
EXPERIMENTAL STUDIES OF THE PENETRATION FORCE OF A DEEP-TILLAGE MACHINE'S WORKING TOOL 189

Ye. Kalhankov, O. Tolstenko, O. Chernii
STIFFNESS OF RUBBER-METAL VIBRATION ISOLATORS FOR MACHINES: EFFECT OF RUBBER LAYER GEOMETRY AND LONG-TERM OPERATION 198

S. Bondarchuk
ASSESSMENT OF THE CURRENT AGROECOLOGICAL STATE OF DRAINED SOILS IN THE TRANSITIONAL ZONE OF VOLYN REGION AND SUBSTANTIATION OF DIRECTIONS FOR ITS OPTIMIZATION 209

V. Melnyk, O. Kalnaguz, Y. Sirenko
ALGORITHM FOR MODELING CURVED MOTION 217

O. Zaharchuk
PERFORMANCE INDICATORS OF A TRACTOR–IMPLEMENT UNIT OPERATING ON BLENDED FUELS 226

M. Hoshko, T. Hoshko, M. Hoshko, I.Drobot
CALCULATION-EXPERIMENTAL METHOD FOR INCREASING THE ENDURANCE OF A 10-INCH FPV UAV WITH A Li-ion POWER SYSTEM 233

N. Ponomarenko, D. Chasov, D. Sereda, V. Beihul, M. Linnyk-Zakhorolskyi
JUSTIFICATION OF THE OPTIMAL DESIGN OF ROTOR ASSEMBLIES BASED ON THE PERFORMANCE METRICS OF SPREADERS 241

A. Babii, V. Boiko
THEORETICAL FOUNDATIONS FOR IMPROVING THE EFFICIENCY OF POTATO HEAP SEPARATION BY A ROD-TYPE CONVEYOR 249

S. Korobka, I. Stukalets, M. Tolstushko, N. Tolstushko
GRAPHICAL MODELING OF THE ANGULAR PARAMETERS OF A FLAT MIRROR CONCENTRATOR FOR A SOLAR DRYER 261

S. Khomych, R. Panechko
ENGINEERING DESIGN RATIONALE FOR A PNEUMATIC SAPROPEL CONVEYOR 275

S. Liashenko, T. Kutkovetska, Ye. Petrychenko, M. Barda
DYNAMIC MODEL OF FLUID MOVEMENT IN A CAPILLARY-POROUS MEDIUM: THE CASE OF SOY EXTRUDATE 283

D. Bohatyrov, V. Salo, S. Leshchenko, O. Yurchenko
SUBSTANTIATION OF KNIFE DRUM PARAMETERS OF A ROLLER-CHOPPER BASED ON THE CONDITIONS OF STALK SEVERING ON A SOIL BASE AND PREVENTION OF INTER-KNIFE SPACE CLOGGING 293

e-ISSN 2708-9754; ISSN 2307-1699
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, 2026, Вип. 52
AGRICULTURAL MACHINES, 2026, Vol. 52

SYNERGY IN IMPROVING THE SINGLE-SEED FLOW IN A PNEUMATIC-MECHANICAL SEEDER

K. Vasylkovska[1*], R. Ferents[2], M. Vasylkovsky[1]

[1]Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine
[2]Lutsk National Technical University, Lutsk, Ukraine

AGRICULTURAL MACHINES
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Key words:
precision seeders,
seeding mechanism,
seeding disc,
seeds,
excess seed ejector

Article history:
Received 12.04.2026
Reviewed 28.09.2026
Approved 30.10.2026

[*]***Corresponding author:***
vasilkovskakv@ukr.net

ABSTRACT

This article examines ways to improve the efficiency and quality of single-seed flow formation in the pneumatic-mechanical seed metering units of precision seeders. It has been established that the quality of the sowing process directly affects the uniformity of seed placement in the furrow, which determines the uniformity of emergence and the yield of crops. An analysis of modern seeding unit designs was conducted, and it was determined that the most common are vacuum-type and overpressure-type pneumatic-mechanical disc seeding units. An analysis of the main components of pneumatic-mechanical disc seeding units – seeding discs and excess seed ejectors – was also performed.

The classification of seeding discs by purpose, hole shape, and airflow type is examined. It is determined that the geometry of the disc holes significantly influences the process of seed capture, retention, and transport. An analysis was conducted of the designs of excess seed ejectors, which ensure the formation of a single-seed flow by removing excess seeds. Mechanical, pneumatic, combined, and active ejectors were investigated, and their functional capabilities and limitations were established.

The feasibility of integrating the advantages of various design solutions to improve seeding accuracy has been substantiated. A design for a vacuum-action pneumomechanical seeding unit has been proposed, utilizing a seeding disc with elongated holes and an excess seed ejector with a curved working surface. This design will ensure improved formation

DOI: 10.36910/acm.vi52.2322

To cite this article:
Vasylkovska, K., Kirchuk, R., Ferents, R., & Vasylkovsky, M. (2026). Synergy in improving the single-seed flow in a pneumatic-mechanical seeder. *Agricultural Machines*, *52*, 9-17. https://doi.org/10.36910/acm.vi52.2322

e-ISSN 2708-9754; ISSN 2307-1699
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, 2026, Вип. 52
AGRICULTURAL MACHINES, 2026, Vol. 52

УДК 631.331

СИНЕРГІЯ ВДОСКОНАЛЕННЯ ОДНОНАСІННЄВОГО ПОТОКУ У ПНЕВМОМЕХАНІЧНОМУ ВИСІВНОМУ АПАРАТІ

К.В. Васильковська[1*], Р.В. Ференц[2], М.О. Васильковський[1]

[1]Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна
[2]Луцький національний технічний університет, м. Луцьк, Україна

AGRICULTURAL MACHINES
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Ключові слова:
сівалки точного висіву,
висівний апарат,
висівний диск,
насінина,
скидач зайвого насіння

Історія публікації:
Отримано 12.04.2026
Прорецензовано 28.09.2026
Затверджено до друку 30.10.2026

*[*]**Автор для листування:***
vasilkovskakv@ukr.net

АНОТАЦІЯ

У статті розглянуто питання підвищення ефективності та якості формування однонасіннєвого потоку насіння в пневмомеханічних висівних апаратах сівалок точного висіву. Встановлено, що якість виконання технологічного процесу сівби безпосередньо впливає на рівномірність розміщення насіння у борозні, що визначає дружність сходів і рівень врожайності сільськогосподарських культур. Проведено аналіз сучасних конструкцій висівних апаратів, визначено, що найбільш поширеними є дискові пневмомеханічні висівні апарати вакуумного типу та надлишкового тиску. Також проведено аналіз їх основних елементів дискових пневмомеханічних апаратів – висівних дисків та скидачів зайвого насіння.

Розглянуто класифікацію висівних дисків за призначенням, формою отворів та типом повітряного потоку. Визначено, що геометрія отворів диска суттєво впливає на процес захоплення, утримання та транспортування насіння. Зроблено аналіз конструкцій скидачів зайвого насіння, які забезпечують формування однонасіннєвого потоку шляхом видалення зайвих насінин. Досліджено механічні, пневматичні, комбіновані та активні скидачі, встановлено їх функціональні можливості та обмеження.

Обґрунтовано доцільність інтеграції переваг різних конструктивних рішень для підвищення точності висіву. Запропоновано конструкцію пневмомеханічного висівного апарата вакуумної дії із використанням висівного диска з отворами видовженої форми та скидача зайвого насіння із криволінійною робочою поверхнею. Така конструкція забезпечить покращення формування однонасіннєвого потоку, зменшить травмування насіння та підвищить рівномірність його розміщення у рядку.

DOI: 10.36910/acm.vi52.2322

Цитувати цю статтю:
Васильковська, К. В., Кірчук, Р. В., Ференц, Р. В., & Васильковський, М. О. (2026). Синергія вдосконалення однонасіннєвого потоку у пневмомеханічному висівному апараті. *Сільськогосподарські машини*, *52*, 9-17. https://doi.org/10.36910/acm.vi52.2322

СТАН ПИТАННЯ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Висів є одним із найвідповідальніших технологічних процесів в рослинництві, так як саме від його якісного виконання залежить точність розміщення насіння в борозні, що впливає на рівномірність сходів та, як наслідок, на врожайність культури. Для забезпечення рівномірного розміщення насіння в рядку сучасні сівалки оснащуються апаратами точного висіву (*Васильковська та ін., 2018; Ференц та ін., 2024).*

Серед різних типів дозуючих систем найбільшого поширення отримали пневмомеханічні висівні апарати, які поєднують механічні елементи дозування із використанням повітряного потоку. Вони забезпечують сталий відбір окремих насінин та транспортування їх до борозни (*Васильковська та ін., 2018)*.

Такі пневмомеханічні висівні апарати для точного висіву застосовуються переважно для просапних культур, а саме: кукурудзи, соняшнику, сої, цукрових буряків та сорго (*Васильковська, 2018)*.

За конструктивними та технологічними ознаками висівні апарати поділяють на кілька основних груп. Так, за конструкцією робочого органу, висівні апарати можуть бути дисковими або барабанними (*Адамчук та ін., 2004*).

За способом створення повітряного потоку висівні апарати бувають вакуумними (створення розрідження) або із надлишковим тиском (*Бойко та ін., 2003; Сисолін та ін., 2001*).

У сучасних сівалок найбільш поширеними є дискові пневмомеханічні висівні апарати вакуумної дії, що пояснюється їх компактністю та простотою розміщення безпосередньо над сошником (*Vasylkovska & Vasylkovskyi, 2014*).

Так, сучасний типовий пневмомеханічний висівний апарат вакуумної дії складається із корпусу, висівного диска із отворами, вакуумної камери, насіннєвого бункера, скидача зайвого насіння та системи подачі повітря (вентилятора) (**рис. 1**).

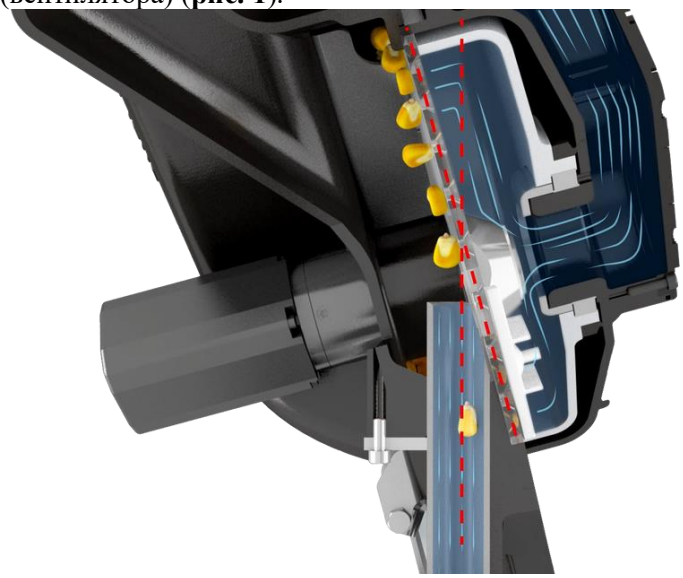


Рис. 1. – Загальний вигляд посівної секції сівалки CHRONO 300 від компанії MASCHIO GASPARDO (*MASCHIO GASPARDO; Васильковська, 2018*)

Принцип роботи даного висівного апарату полягає у створенні розрідження за диском, яке притягує насіння до отворів диска під час його обертання.

Апарат даного типу працює наступним чином. Насіння надходить із бункера в зону захоплення, що знаходить в корпусі висівного апарата. Під дією вакууму насіння притискається до отворів диска. Обертаючись, диск захоплює насінини та починає переміщувати їх до зони скидання. В верхній зоні корпусу висівного апарата, зазвичай, знаходить скидач зайвого насіння, що допомагає формувати однонасіннєвий потік насіння, скидати зайві насінини. В нижній частині диска вакуум припиняється, і насіння надходить до борозни.

До переваг такої конструкції висівних апаратів слід віднести достатньо високу точність дозування, універсальність, відсутність травмування насіння та компактні розміри.

До недоліків – обмежена швидкість обертання висівного диска, залежність точності висіву від стабільності вакууму в системі, можливість появи двійників або пропусків (*Сисолін & Свірень, 2004; Васильковська & Васильковський, 2014*,).

Пневмомеханічні висівні апарати із надлишковим тиском також є достатньо поширеними (**рис. 2**).



Рис. 2. – Загальний вигляд висівного апарату сівалки Tempo T компанії Väderstad (*VÄDERSTAD; Васильковська, 2018*)

Конструкції обох висівних апаратів дуже сході, тому до складу таких апаратів також входить висівний диск (або барабан), камера подачі повітря із канали подачі повітря, система подачі насіння.

Під час роботи повітряний потік виштовхує насіння в комірки диска або барабана, де воно утримується до моменту висіву.

Перевагами таких висівних апаратів є додаткове очищення комірок повітряним потоком, покращена доставка насіння до борозни, стабільніше формування однонасіннєвого потоку насіння.

Недоліками таких апаратів слід відмітити необхідність герметизації насіннєвого бункера та складнішу конструкція системи повітропостачання *(Васильковська, 2018; Сисолін & Свірень, 2004)*.

Слід зазначити, що сучасні дослідження із покращення конструкцій пневмомеханічних висівних апаратів спрямовані на вдосконалення їх конструкції за такими напрямами:

1. Оптимізація геометрії отворів диска, а саме використання конічних, овальних, профільованих отворів *(Singh та ін., 2005; Bustos-Gaytán та ін., 2025; Mahapatra та ін., 2024; Mahapatra та ін.., 2026; Huang & Thomson, 2011)*. Це покращує утримання насіння та зменшує кількість двійників на висівному диску.

2. Підвищення швидкості роботи посівної системи. Одним із обмежуючих факторів є колова швидкість висівного диска, яка у традиційних конструкціях не перевищує приблизно 0,5 м/с, що впливає на точність розміщення насіння *(Сисолін & Свірень, 2004; Vasylkovska & Vasylkovskyi, 2014)*.

3. Узгодження швидкостей висівного диска та посівного агрегату *(Vasylkovska та ін., 2019; Сало та ін., 2022)*. Для покращення рівномірності висіву пропонується узгоджувати колову швидкість комірок висівного диска із поступальною швидкістю агрегату, що дозволяє стабілізувати траєкторію падіння насіння.

4. Використання електроприводів для кращого дозування, які автоматично регулюють норму висіву та контролюють його. Це дозволяє підвищити точність і продуктивність висіву *(Легкодух та ін., 2019; Яропуд та ін., 2023)*.

Таким чином, можна виділити основні напрями вдосконалення пневмомеханічних висівних апаратів:, а саме: підвищення стабільності захоплення однієї насінини, оптимізація конструкції висівного диска із розробкою присмоктувальних отворів незвичної форми, зменшення енергоспоживання вакуумної системи, збільшення робочих швидкостей висіву та використання електронних систем контролю висіву.

Мета дослідження: провести аналіз існуючих конструкцій висівних пневмомеханічних висівних апаратів, пошук шляхів усунення їх недоліків та покращення переваг, аналіз створення однонасіннєвого потоку насіння, аналіз комбінацій елементів конструкцій для точного розміщення насіння на висіваючому диску та обґрунтування концепції у створенні нового пневмомеханічного висівного апарату.

МАТЕРІАЛИ І МЕТОДИ

В процесі проведення дослідження виконано огляд літературних джерел. На основі аналізу досліджень було встановлено основних функціональних особливостей сошників із різними кутами входження в ґрунт, виявлено переваги та недоліки кожного виду їх конструкцій та запропоновано напрямки їх вдосконалення.

Під час проведення досліджень використано методи аналізу, синтезу, наукової абстракції та комплексного підходу.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ОБГОВОРЕННЯ

Продуктивність сільськогосподарського виробництва є похідною від якісного виконання технологічного процесу вирощування сільськогосподарських культур, що є неможливим без сталого та надійного виконання процесу посіву.

Як відомо, технологічна операція посіву поділяється на дві складові: рівномірна подача насіння висівним елементом від бункера з насінням до сошників та підготовка борозни, укладання насіння в неї і загортання (*Васильковська, 2025*). Роздивимось технологічний процес операції висіву, яку виконує висівний апарат.

Технологічний процес висіву пневмомеханічним висівним повинен забезпечити рівномірне розміщення насіння в рядку за рахунок формування рівномірного потоку насіння у висівному апараті.

Так, процес формування рівномірному потоку насіння складається із чотирьох етапів:

1. Подача насіння. Насіння із бункера самопливом надходить до забірної камери висівного апарату.

2. Захоплення насіння повітряним потоком. Для цього використовується повітряний потік, який створюється вентилятором (вакуум або надлишковий тиск). Залежно від типу повітряного потоку, насіння або притягується до отворів висівного диска або видувається в комірки, формуючи рівномірне розміщення насіння на висівному елементі.

3. Відбір насінини. Під час обертання висівного елемента зайві насінини відсіюються спеціальними елементами конструкції висівного апарата, формуючи при цьому однонасіннєве розміщення насіння.

4. Скидання насіння. В зоні скидання насіння виходить за межі вакуумної камери (за умови дії вакууму) та потрапляє в сформовану сошником борозну. При дії надлишковому тиску, відповідно, насінина видувається до борозни.

Роздивимось якими бувають диски пневмомеханічних висівних апаратів (**рис. 1**).

Висівні диски – основний елемент пневмомеханічного висівного апарата, адже саме вони визначають точність, норму та рівномірність висіву. Вони класифікуються за призначенням (типом культури), кількістю та формою отворів, типом повітряного потоку.

Відповідно до призначення висівні диски, зазвичай, відбираються під відповідну культуру (кукурудза, соняшник, цукрові буряки, соя та інші культури). Висівні диски мають різний розмір, форму та кількість отворів, щоб отримати до доставити до зони скидання одну насінину відповідної культури.

Відповідно до цього, отвори можуть бути різних діаметрів та різної кількості. Для великих насінин, таких як кукурудза або соняшник кількість отворі складає від 10 до 20 шт. Для менших насінини, кількість отворів збільшується. Універсальний варіант – від 20 до 40 отворів. Як відомо, кількість отворів на висівному диску впливає на норму висіву насіння та інтервал між насінинами в рядку (*Vasylkovska & Vasylkovskyi, 2014; Войтюк ті ін., 2015*).

За призначенням	За формою отворів	За типом повітряного потоку
кукурудзяні	круглі	вакуумної дії
бурякові	овальні	надлишкового тиску
дрібнонасіннєві	спеціальні	

Рис. 1. – Поділ висівних дисків пневмомеханічних висівних апаратів

За формою, отвори можуть бути круглими, овальними (еліптичними) та спеціальними (*Свірень, 2012*). Круглі отвори є найбільш поширеними та універсальними. Овальні застосовуються для кращого захоплення витягнутого насіння (соняшник). А спеціальна форма притаманна для новітніх висівних апаратів для точного висіву каліброваного насіння.

За типом повітряного потоку висівні диски бувають вакуумні та надлишкового тиску. Відповідно, до першого типу насіння присмоктується, а у другому випадку – виштовхується повітрям.

Роздивимось скидачі зайвого насіння, як елемент який допомагає формувати однонасіннєвий потік у висівному апараті (**рис. 2**).

До основних типів слід віднести механічні скидачі, відсікачі, пневмомеханічні відсікачі, комбіновані та активні скидачі.

Механічні скидачі	Регульовані відсікачі	Пневматичні скидачі	Комбіновані скидачі	Активні скидачі
щіткові	пластина	вакуумної дії	щітка + повітря	обертові ролики
пальчикові	ніж	надлишкового тиску	відсікач + повітря	вібраціні системи

Рис. 2. – Поділ скидачів зайвого насіння пневмомеханічних висівних апаратів

Так, механічні скидачі (щіткові або пальчикові) виготовляються у вигляді щіток, гумових або пластикових пальців. Скидачі зайвого насіння контактують із насінням на диску і фізично знімають зайві насінини. Така конструкція скидача є достатньо простою не дорогою. Недоліком даної конструкції є можливість пошкодження насіння під час роботи.

Регульовані механічні відсікачі зайвого насіння виготовлені із металевих або пластикових пластин (ножів) із можливістю налаштування. За рахунок цього можна змінювати відстань до диска залежно від обраної культури. Така конструкція скидача зайвого насіння покращує формування однонасіннєвого потоку насіння, однак потребує точного налаштування під певну або тип насіння (*Черновол ті ін., 2021; Ференц та ін., 2024*).

Пневматичні (повітряні) скидачі зайвого насіння працюють за рахунок вакууму або надлишкового тиску. Повітряний потік прибирає зайві насінини із отворів диска, менше пошкоджуючи насіння елементами конструкції (*Войтюк ті ін., 2015; Vasylkovska та ін., 2020*). Дана конструкція скидача використовується в сучасних сівалках точного висіву.

Комбіновані (пневмомеханічні) скидачі зайвого насіння поєднують в собі механічні елементи (щітка або відсікач) та повітря. Таке поєднання забезпечує найкраще однонасіннєви заповнення отворів. (сингуляціюю), що дає змогу використовувати таку конструкції скидача на високих швидкостях роботи посівного агрегату або для насіння складної форми (*Амосов ті ін., 2012; Войтюк ті ін., 2015*).

Конструкція активних (динамічних) скидачів зайвого насіння має в собі рухомі елементи (обертові ролики, вібраційні системи). Така конструкція певним чином підлаштовується під швидкість та умови роботи посівного агрегату і використовується в інноваційних сівалках (*Maharjan та ін., 2022*).

Таким чином, синергія найкращих конструктивних особливостей дисків пневмомеханічних висівних апаратів та скидачів зайвого насіння дасть можливість отримати висівний апарат, який формує якісний однонасіннєвий поток насіння до борозни. Нами запропонована конструкція висівного апарату вакуумної дії (рис. 3).

Пневмомеханічний висівний апарат складається із бункера, корпусу із насіннєвою камерою, приводного вала, висівного диска із отворами продовгуватої форми, скидача зайвого насіння та вакуумної камери.

Особливістю конструкції пневмомеханічного висівного апарату є використання висівного диску із висівними отворами продовгуватої форми видовжених у радіальному напрямку та скидача зайвого насіння, що має гладку робочу поверхню криволінійної форми (*Васильковська та ін., 2025*)

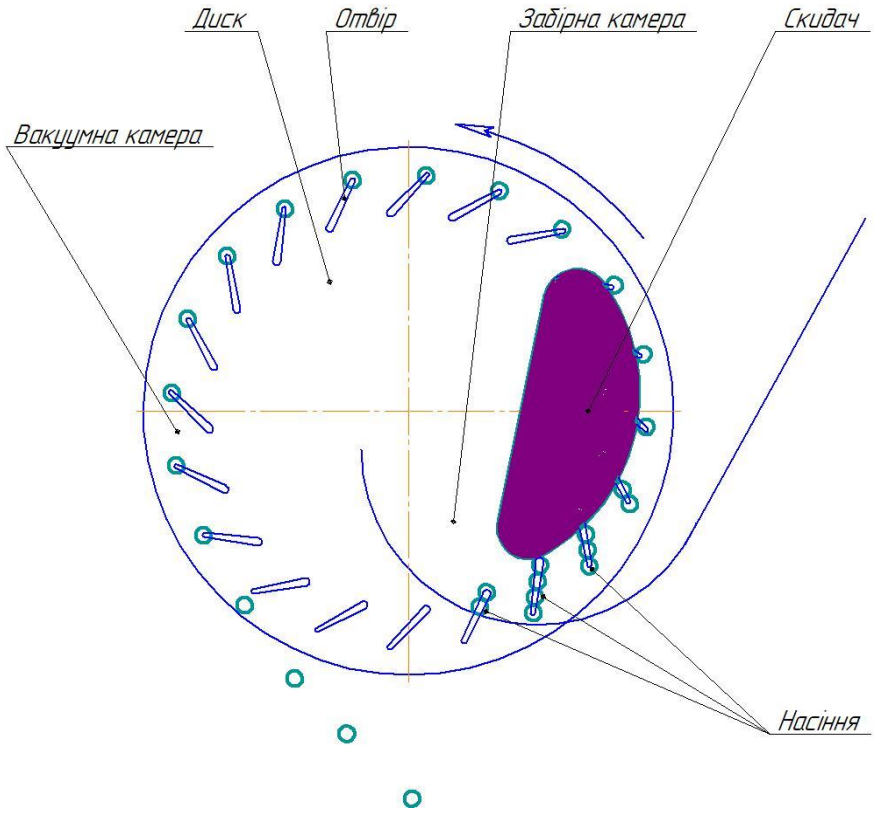


Рис. 3. – Схема роботи пневмомеханічного висівного диску із скидачем зайвого насіння

Насіння самопливом подається із бункера до насіннєвої камери. При обертанні висівного диска відбувається присмоктування кількох насінин вздовж отворів продовгуватої форми, в яких утримується за рахунок тиску, що створюється у вакуумній камері. Скидач зайвого насіння, виготовлений у вигляді пластини з гладкою робочою поверхнею криволінійної форми, поступово виштовхує зайве насіння з отворів назовні, повертаючи їх до насіннєвої камери.

Таким чином, відбувається формування однонасіннєвого потоку насіння і покращується рівномірність висіву.

ВИСНОВКИ

Ефективність і якість процесу точного висіву значною мірою залежить від стабільності формування однонасіннєвого потоку у пневмомеханічному висівному апараті. Проаналізовано конструктивні особливості існуючих висівних дисків і скидачів зайвого насіння та визначено їх переваги і недоліки. Обґрунтовано доцільність поєднання раціональні форми отворів висівного диска із вдосконаленими конструкціями скидачів для забезпечення якісної сингуляції формування однонасіннєвого потоку насіння. Запропонована конструкція пневмомеханічного висівного апарата вакуумної дії сприятиме підвищенню рівномірності розміщення насіння в рядку та зменшенню кількості двійників і пропусків. Доведено, що комплексний підхід до вибору конструктивних параметрів висівного апарата з урахуванням ґрунтово-кліматичних умов дозволить підвищити продуктивність висіву та створити передумови для отримання високого врожаю.

СПИСОК ПОСИЛАНЬ

Bustos-Gaytán, A., Saldaña-Robles, N., Joya-Cárdenas, D. R., Gutiérrez-Vaca, C., Alfaro-Ayala, J. A., Barco-Burgos, J., & Saldaña-Robles, A. (2025). Advancements in pneumatic seed-metering devices: A review of numerical and experimental approaches. *Results in Engineering.* 105626. DOI: https://doi.org/10.1016/j.rineng.2025.105626

Huang, Y., Thomson, S. J. (2011). Characterization of In-Swath Spray Deposition for CP-11TT Flat-Fan Nozzles Used in Low-Volume Aerial Application of Crop Production and Protection Materials *Transactions of the ASABE (American Society of Agricultural and Biological Engineers), 54(6).* 1973-1979. DOI: https://doi.org/10.13031/2013.40645

Mahapatra, J., Sahni, R. K., Pagare, V., Singh, J., Tiwari, P. S., Singh, K. P., & Nandede, B. M. (2026). An analytical procedure in pneumatic seed meter design for enhanced performance validated through development and evaluation. *Ain Shams Engineering Journal, 17(2).* 104001. DOI: https://doi.org/10.1016/j.asej.2026.104001

Mahapatra, J., Tiwari, P.S., Singh, K.P., Nandede, B.M., Sahni, R.K., Pagare, V., Singh, J., Shrinivasa, D.J., Mandal, S. (2024). An Adjustable Pneumatic Planter with Reduced Source Vibration for Better Precision in Field Seeding. *Sensors, 24.* 3399. DOI: https://doi.org/10.3390/s24113399

Maharjan, S.K., Bhattarai, D.R., Bhandari G.R. (2022). A Textbook of Farm Machinery and Seed Technology Grade-XI. Heritage Publishers & Distributors Pvt. Ltd.

Singh, R.C., Singh, G., & Saraswat, D.C. (2005). Optimisation of Design and Operational Parameters of a Pneumatic Seed Metering Device for Planting Cottonseeds. *Biosystems Engineering, 92(4)*. 429–438. DOI: https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2005.07.002

Vasylkovska, K., & Vasylkovskyy, O. (2014). The influence of shape and type of sowing disc cells on the seed dosage quality. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 6(7).* 33-36. DOI: https://doi.org/10.15587/1729-4061.2014.29272

Vasylkovska, K., Vasylkovskyi, O., Leshchenko, S., Sviren, M., Moroz, M. (2020). Identification of parameters of pneumatic and mechanical seeding device under the influence of vacuum. *Bulgarian Journal of Agricultural Science, 25(5).* 1091-1094. URL: https://www.agrojournal.org/26/05-25.pdf

Vasylkovska, K.V., Vasylkovskyi, O.M., Sviren, M.O., Petrenko, D.I., Moroz, M.M. (2019) Determining the parameters of the device for inertial removalof excess seed. *INMATEH - Agricultural Engineering, 57(1)*. 135-140.

Адамчук, В.В. (Ред.). (2004). Сучасні тенденції розвитку конструкцій сільськогосподарської техніки (*Modern trends in the development of constructions of agricultural machinery).* Київ: Аграрна наука.

Амосов, В.В., Косінов, М.М., Осипов, І.М., Пашинський, В.А. (2012). Вплив кута нахилу поверхні відбивача зайвого насіння на точність сівби (*The effect of the angle of the excess seed reflector surface on seeding accuracy*). *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник*, *42(1).* 28-33.

Васильковська, К.В. (2018). Системний аналіз конструкцій пневмомеханічних висівних апаратів для точного висіву насіння просапних культур (*System analysis of pneumomechanical sowing machines for precision sowing of row crop seeds*). *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник, 48,* 22-35. DOI: https://doi.org/10.32515/2414-3820.2018.48.22-35

Васильковська, К.В. (2025). Аналіз створення рівномірного потоку насіння до борозни (*Analysis of creating a uniform seed flow to the furrow*). *Сільськогосподарські машини, 51.* 24-33. https://doi.org/acm.vi51.1890

Васильковська, К.В., Васильковський, О.М., Кірчук, Р.В., Ференц, Р.В. (2025). Пневмомеханічний висівний апарат (Патент України № 160477). Центральноукраїнський національний технічний університет.

Войтюк, Д.Г. (Ред.) (2015). Сільськогосподарські машини: підручник (Agricultural Machinery: The Textbook). Київ: Агроосвіта.

Каталог продукції компанії GASPARDO (Італія). https://www.maschiogaspardo.com/uk_uk/chrono-300.html / (24.04.2026)

Каталог продукції компанії VÄDERSTAD (Швеція). https://www.vaderstad.com/ua/sivalky-tochnogo-vusivu/sivalky-tempo/tempo-v (24.04.2026)

Легкодух, І. Демидов, С., Стародубцева, М. (2019). Дослідження ефективності застосування електропривода висівних апаратів під час роботи сівалки універсальної пневматичної «Vega-8» (результати випробувань) (*Research of the efficiency of the application of the electric drive of seeding devices on the work of the universal pneumatic drill "Vega-8" (test results)*). *Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України, 24(38).* 113-123.

Сало В., Лещенко С., Лузан П., Сало Л. (2022). *Машини для сівби, садіння та догляду за посівами: Навчальний посібник* (*Machines for sowing, planting, and tending crops: Study guide*). – Кропивницький: Лисенко В.Ф.

Свірень, М.О. (2012). Науково-технологічні основи підвищення ефективності роботи висівних апаратів посівних машин (*Scientific and Technological Foundations for Improving the Efficiency of Seeding Units on Seeders*). автореферат... д-р техн. наук, спец. 05.05.11.

Сисолін, П.В., Сало, В.М., Кропівний, В.М. (2001). Сільськогосподарські машини: Теоретичні основи, конструкція, проектування. Кн. 1: Машини для рільництва (*Agricultural Machinery: Theoretical Foundations, Construction, and Design. B. 1: Machinery for Arable Farming*). Київ: Урожай.

Сисолін, П.В., Свірень, М.О. (2004). Висівні апарати сівалок (еволюція, конструкцій, розрахунки параметрів): навчальний посібник (*Seed Meters in Seeders (Evolution, Designs, Parameter Calculations): The Textbook)*. Кіровоград : ТОВ Центрально-Українське видавництво.

Ференц, Р.В., Васильковська, К.В., Кірчук, Р.В. (2024). Огляд конструкцій пневматичних висівних апаратів сівалок (*Overview of designs of pneumatic seeding devices of seeders*) *Сільськогосподарські машини, 50.* 104-112. DOI: https://doi.org/10.36910/acm.vi50.1387

Черновол, М.І., Свірень, М.О., Амосов, В.В. (2021). Моделювання процесу однозернового дозування вакуумним пневмомеханічним висівним апаратом (*Modeling of the single-grain metering process using a vacuum pneumatic-mechanical seeder*). *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник*, *51*. 117-125. https://doi.org/10.32515/2414-3820.2021.51.117-125

Яропуд, В., Говоруха, В., & Дацюк, Д. (2023). Експериментальні дослідження дозатора висівного апарата селекційної сівалки дрібнонасіннєвих культур (*Experimental studies of the dispenser of the seeding apparatus of the selection seeder of small seed cultures*). *Engineering, Energy, Transport AIC, (3(122)).* 43–52. https://doi.org/10.37128/2520-6168-2023-3-5

e-ISSN 2708-9754; ISSN 2307-1699
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, 2026, Вип. 52
AGRICULTURAL MACHINES, 2026, Vol. 52

OPTIMIZATION OF TECHNOLOGICAL PROCESSES FOR THE RESTORATION OF BODY PARTS

V. Yankiv*, V. Chukhrai

Stepan Gzhytskyi National University of Veterinary Medicine and Biotechnologies Lviv

AGRICULTURAL MACHINES
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Key words:
part restoration,
housing parts,
technological process,
multicriteria optimization,
cycle time,
economic efficiency,
machine repair

Article history:
Received 15.08.2026
Reviewed 16.09.2026
Approved 30.10.2026

****Corresponding author:***
yankivvv@lnup.edu.ua

ABSTRACT

The article addresses the scientific and applied problem of improving the efficiency of technological processes for restoring machine housing parts subjected to intensive exploitative loads and wear. The current state of research in the field of part restoration is analyzed, showing that the efficiency of repair production is determined by a combination of technical and economic indicators, including the duration of the technological cycle, labor time utilization coefficient, and the efficiency of capital investment in technological equipment.

The feasibility of applying a multicriteria optimization approach is substantiated, as it allows taking into account the contradictory nature of changes in performance indicators when varying process parameters. A method based on the compensated criterion is proposed, which enables determining compromise values of key process parameters, particularly the operation cycle time.

A mathematical model for evaluating economic effect and costs depending on cycle time variation is developed. The model considers the interrelation between production cycle duration, equipment utilization, and labor resource efficiency. Typical defects of gearbox housings are analyzed, and rational restoration technologies are substantiated.

Based on the performed calculations, optimal values of technological process parameters are determined, and rational ranges of production programs for different restoration methods are established, including electroplating, local surfacing, and polymer-based restoration techniques.

The obtained results demonstrate that the proposed approach ensures a balance between technical and economic indicators, improves the productivity of repair production, reduces costs, and enhances the efficiency of resource utilization in the restoration of housing parts.

DOI: 10.36910/acm.vi52.2324

To cite this article:
Yankiv, V., & Chukhrai, V. (2026). Optimization of technological processes for the restoration of body parts. *Agricultural Machines*, *52*, 18-26. https://doi.org/10.36910/acm.vi52.2324

e-ISSN 2708-9754; ISSN 2307-1699
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, 2026, Вип. 52
AGRICULTURAL MACHINES, 2026, Vol. 52

УДК 621.9.004.67:519.85

ОПТИМІЗАЦІЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ВІДНОВЛЕННЯ КОРПУСНИХ ДЕТАЛЕЙ

В. Янків*, В. Чухрай

Львівський національний університет ветеринарної медицини та біотехнологій ім. С.З. Гжицького

AGRICULTURAL MACHINES
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Ключові слова:
відновлення деталей, корпусні деталі, технологічний процес, багатокритеріальна оптимізація, такт виробництва, економічна ефективність, ремонт машин

Історія публікації:
Отримано 15.08.2026
Прорецензовано 16.09.2026
Затверджено до друку 30.10.2026

Автор для листування:*
yankivvv@lnup.edu.ua

АНОТАЦІЯ

У статті розглянуто науково-прикладну проблему підвищення ефективності технологічних процесів відновлення корпусних деталей машин, які зазнають значних експлуатаційних навантажень і зношування. Проаналізовано сучасний стан досліджень у галузі відновлення деталей та встановлено, що ефективність ремонтного виробництва визначається сукупністю технічних і економічних показників, зокрема тривалістю технологічного циклу, коефіцієнтом використання робочого часу виконавців і ефективністю використання капітальних вкладень у технологічне обладнання. Обґрунтовано доцільність застосування багатокритеріального підходу до оптимізації технологічних процесів, що дозволяє врахувати суперечливий характер зміни показників ефективності при варіюванні параметрів процесу. Запропоновано методику оптимізації на основі методу компенсованого критерію, яка забезпечує визначення компромісних значень параметрів технологічного процесу, зокрема такту виконання операцій. Розроблено математичну модель оцінювання економічного ефекту та витрат залежно від зміни такту, яка враховує вплив тривалості циклу, завантаження обладнання та використання трудових ресурсів. Проведено аналіз характерних дефектів корпусу коробки передач і обґрунтовано вибір раціональних технологій їх відновлення. На основі виконаних розрахунків визначено оптимальні значення параметрів технологічного процесу та встановлено раціональні діапазони виробничих програм для різних способів відновлення, зокрема гальванічного натирання, місцевого насталювання та застосування полімерних композицій. Отримані результати підтверджують, що застосування запропонованого підходу дозволяє забезпечити узгодження технічних і економічних показників, підвищити продуктивність ремонтного виробництва, зменшити витрати та підвищити ефективність використання ресурсів.

DOI: 10.36910/acm.vi52.2324

Цитувати цю статтю:
Янків, В. В., & Чухрай, В. Є. (2026). Оптимізація технологічніих процесів відновлення корпусних деталей. *Сільськогосподарські машини*, *52*, 18-26. https://doi.org/10.36910/acm.vi52.2324

СТАН ПИТАННЯ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

У сучасних умовах експлуатації машин і механізмів корпусні деталі (зокрема корпуси коробок передач, редукторів та інших вузлів) піддаються інтенсивному зношуванню, що призводить до погіршення технічного стану агрегатів і зниження їх надійності. Відновлення таких деталей є економічно доцільною альтернативою їх заміни, однак ефективність відновлювальних процесів значною мірою залежить від раціональності побудови технологічного процесу.

Проблема полягає в тому, що під час проектування технологічних процесів відновлення корпусних деталей необхідно одночасно враховувати кілька суперечливих критеріїв ефективності: тривалість технологічного циклу, рівень використання робочого часу виконавців, ефективність використання обладнання та капітальних вкладень. Як зазначено в роботі , мінімізація одного з цих показників часто призводить до погіршення інших, що ускладнює прийняття оптимального інженерного рішення.

Особливо актуальною є задача скорочення тривалості циклу відновлення, оскільки її збільшення безпосередньо впливає на тривалість ремонту агрегатів і може спричинити затримки у виробничому процесі складання машин. Водночас надмірне скорочення циклу може вимагати додаткових витрат ресурсів або призводити до неефективного використання обладнання та трудових ресурсів.

Таким чином, виникає науково-прикладна проблема багатокритеріальної оптимізації технологічних процесів відновлення корпусних деталей, яка полягає у визначенні такого поєднання параметрів процесу (зокрема такту виконання операцій), що забезпечує компроміс між економічними та технологічними показниками. Необхідність врахування обмежень, пов’язаних із технічними можливостями обладнання, організацією виробництва та допустимими термінами ремонту, додатково ускладнює задачу.

Отже, актуальним є розроблення науково обґрунтованих методів і моделей, які дозволяють здійснювати оптимізацію технологічних процесів відновлення корпусних деталей із урахуванням комплексу взаємопов’язаних критеріїв ефективності та забезпечують підвищення загальної продуктивності ремонтного виробництва.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Питання відновлення деталей машин та оптимізації відповідних технологічних процесів є предметом значної кількості наукових досліджень як в Україні, так і за кордоном. Проблема оптимізації технологічних процесів відновлення корпусних деталей тракторів є актуальною у зв’язку зі значними експлуатаційними навантаженнями, зношуванням та високою вартістю заміни таких деталей. У сучасних дослідженнях основна увага приділяється підвищенню довговічності, ресурсозбереженню та зниженню витрат ремонтного виробництва.

У роботах (Afanasyev V. K.,2018; Afanasyev V. K. e*t al.,2018)* розглянуто фундаментальні підходи до відновлення поверхонь деталей сільськогосподарських машин. Зокрема, запропоновано концепцію формування ремонтних технологічних модулів і обґрунтовано вибір оптимальних способів відновлення залежно від умов експлуатації та типу зношування. Встановлено, що правильний вибір технології дозволяє значно підвищити ресурс відновлених деталей.

Суттєвий внесок у розвиток технологій відновлення зроблено у дослідженнях, присвячених наплавленню та зварюванню. Так, у роботі (Zakharova I.,2024) показано, що зварювання є одним із ключових методів ремонту корпусних конструкцій, оскільки забезпечує відновлення геометрії та міцності елементів. При цьому вибір параметрів процесу (струм, швидкість, тип електрода) істотно впливає на якість з’єднання, довговічність і економічну ефективність ремонту.

Дослідження (Dudnikov A., *et al*.,2020). присвячені оптимізації режимів дугового наплавлення. Встановлено критеріальні залежності, які дозволяють визначати раціональні параметри процесу відновлення та забезпечувати необхідну твердість і зносостійкість покриттів. Це створює наукову основу для багатофакторної оптимізації технологічних процесів відновлення.

Окремий напрям становлять дослідження відновлення корпусних деталей із чавуну, які є складними з точки зору зварюваності. У роботах (Bekana, D., *et al*.,2020; Voloshchenko, S. M., 2022) показано, що відновлення таких деталей потребує ретельного вибору технології (традиційне зварювання, лазерне або плазмове наплавлення), оскільки можливе утворення тріщин та внутрішніх напружень. Застосування комбінованих технологій дозволяє підвищити якість ремонту та зменшити дефектність.

Значну увагу приділено сучасним методам інженерії поверхні. У роботі (Tandon, D., *et al*.,2023) показано, що наплавлення (hardfacing) є ефективним способом підвищення зносостійкості деталей завдяки формуванню захисного шару з покращеними властивостями (зносостійкість, корозійна стійкість, жаростійкість). Це особливо важливо для корпусних деталей, що працюють в абразивних середовищах.

У роботах (*Wang Y., et al.,2023; Ahola A., et al.,2023; Li, Y., et al. 2023*) розглянуто питання зношування та довговічності деталей машин. Встановлено, що оптимізація технології відновлення повинна базуватися на аналізі механізмів зношування, включаючи абразивне, адгезійне та корозійне руйнування. При цьому підвищення твердості поверхні та застосування композиційних матеріалів є ефективними шляхами підвищення ресурсу.

Сучасні дослідження (*Mishra A., Sharma S.2021; Bazanella A., et al. 2024; Wiebe J., et al., 2018)* спрямовані на цифровізацію та інтелектуалізацію процесів відновлення. Зокрема, застосування методів машинного навчання, генетичних алгоритмів і методів поверхні відгуку дозволяє оптимізувати режими обробки та наплавлення за критеріями якості поверхні та енергоспоживання. Такі підходи забезпечують перехід до адаптивних технологічних систем.

У роботах, присвячених технологіям відновлення деталей, підкреслюється економічна доцільність їх застосування: вартість відновлення зазвичай становить лише 10–50 % від вартості виготовлення нової деталі, що забезпечує значну економію матеріальних і енергетичних ресурсів (*Сідашенко О., Науменко О.2010)*. При цьому ефективність відновлення визначається здатністю відновити геометричні та фізико-механічні властивості деталі з мінімальними витратами.

Окремий напрям досліджень пов’язаний із оптимізацією технологічних процесів. У відповідних наукових працях розглядаються підходи до вибору раціональних режимів обробки та параметрів технологічних систем з урахуванням кількох критеріїв, таких як продуктивність, трудомісткість, енерговитрати та собівартість *(Катренко А..2004; Теслюк В., Загарюк Р.2012; Таха Х.2001)*. Встановлено, що використання математичних моделей і методів дослідження операцій дозволяє формалізувати задачу оптимізації та отримати більш обґрунтовані інженерні рішення.

Таким чином, аналіз сучасних досліджень показує, що основними напрямами розвитку технологій відновлення корпусних деталей тракторів є:

- оптимізація режимів зварювання та наплавлення;
- застосування нових матеріалів і покриттів;
- використання методів математичного моделювання та штучного інтелекту;
- комплексний підхід до ремануфактурингу.

Разом з тим, більшість існуючих досліджень зосереджені або на вдосконаленні окремих технологічних операцій, або на оптимізації процесів механічної обробки, тоді як питання комплексної оптимізації процесів відновлення корпусних деталей з урахуванням організаційних, технологічних і економічних факторів висвітлені недостатньо повно. Зокрема, недостатньо дослідженими залишаються питання вибору оптимальних параметрів технологічного процесу в умовах обмежень за часом ремонту, завантаженням обладнання та ефективністю використання трудових ресурсів. Це обумовлює необхідність подальших досліджень у даному напрямі.

Таким чином, аналіз сучасних досліджень свідчить про наявність значного наукового доробку у сфері відновлення деталей і оптимізації технологічних процесів, проте існує потреба в подальшому розвитку методів багатокритеріальної оптимізації, орієнтованих саме на відновлення корпусних деталей із урахуванням специфіки їх дефектів і умов ремонтного виробництва. Це обумовлює актуальність проведення даного дослідження.

Постановка завдання. На основі проведеного аналізу особливостей відновлення корпусних деталей та існуючих підходів до оптимізації технологічних процесів встановлено, що ефективність ремонтного виробництва значною мірою визначається обґрунтованим вибором параметрів технологічного процесу, зокрема такту виконання операцій і структури технологічного маршруту. При цьому необхідно забезпечити узгодження між тривалістю відновлення, завантаженням обладнання та ефективністю використання трудових ресурсів, що вимагає застосування методів багатокритеріальної оптимізації .

У зв'язку з цим метою даної роботи є підвищення ефективності технологічних процесів відновлення корпусних деталей на основі розроблення та застосування методики їх багатокритеріальної оптимізації.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі основні завдання:

- проаналізувати конструктивні особливості корпусних деталей та характерні дефекти, що виникають у процесі експлуатації;
- систематизувати існуючі технологічні способи відновлення корпусних деталей та визначити умови їх ефективного застосування;
- обґрунтувати вибір системи критеріїв оптимізації технологічного процесу (тривалість циклу відновлення, коефіцієнти використання робочого часу та обладнання, економічні показники);
- розробити математичну модель оцінювання ефективності технологічного процесу відновлення з урахуванням взаємозв'язку критеріїв;
- визначити область компромісних рішень та дослідити вплив параметра такту на показники ефективності процесу;
- встановити умову оптимальності технологічного процесу на основі співвідношення економічного ефекту та витрат;
- виконати розрахунок оптимальних параметрів технологічного процесу для відновлення корпусу коробки передач;
- сформувати практичні рекомендації щодо вибору раціональних технологій і виробничих програм відновлення корпусних деталей.

Об'єктом дослідження є технологічні процеси відновлення корпусних деталей машин.

Предметом дослідження є закономірності зміни техніко-економічних показників ефективності процесу відновлення залежно від його параметрів.

Отже, розв'язання поставлених завдань дозволить підвищити ефективність організації ремонтного виробництва та забезпечити обґрунтований вибір раціональних технологічних процесів відновлення корпусних деталей.

Виклад основного матеріалу. Ефективність відновлення корпусних деталей машин значною мірою визначається раціональністю побудови технологічного процесу, який повинен забезпечувати необхідну якість відновлення при мінімальних витратах часу та ресурсів. В основу дослідження покладено підхід багатокритеріальної оптимізації, який дозволяє врахувати взаємний вплив технічних та економічних показників процесу.

Загальні положення оптимізації технологічного процесу

У процесі відновлення корпусних деталей як основний параметр, що визначає організацію виробництва, розглядається такт виконання операцій τ. Саме від нього залежать тривалість технологічного циклу відновлення ($T_{т.ц}$), коефіцієнт використання робочого часу виконавців ($\eta_р$) та ефективність використання капітальних вкладень у технологічне обладнання ($\gamma_к$).

При цьому оптимальне значення такту, визначене за критерієм $\gamma_к$, буде τ_1, а за критерієм $T_{т.ц} - \tau_2$. Для компромісного вирішення такої задачі може бути використаний спосіб компенсованого критерію *(Катренко А..2004; Теслюк В., Загарюк Р.2012)*.

Зміна такту призводить до суперечливих змін зазначених критеріїв: зменшення τ сприяє підвищенню ефективності використання обладнання, але водночас може збільшувати тривалість циклу та знижувати ефективність використання трудових ресурсів. Це обумовлює необхідність пошуку компромісного рішення.

Формування критеріїв ефективності. Вихідні міркування цього способу такі: в діапазоні значень параметра τ_1 - τ_2 критерії змінюються в протилежних напрямах. Так, в діапазоні τ_1 - τ_2 відбувається зниження ефективності капітальних вкладень в комплекс обладнання з одночасним збільшенням ефективності використання фонду часу виконавців і зменшенням тривалості циклу. Потрібно вибрати таке значення такту в діапазоні τ_1 - τ_2 , при якому зберігалось би величина основного критерію, що відповідає оптимальному параметру; одночасно з цим були б забезпечені найкращі за цих умов значення інших критеріїв (рис.1). При цьому значення одного з критеріїв повинно компенсуватися за рахунок економії значень інших критеріїв.

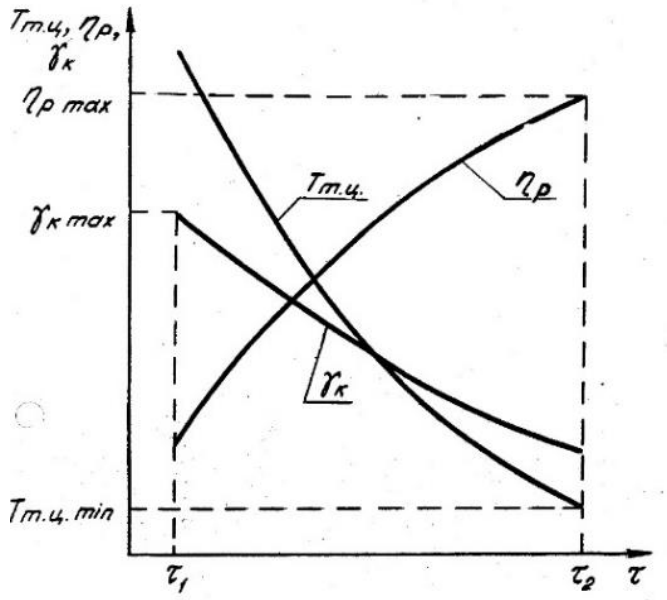


Рис. 1. – Тенденція зміни $\eta_р$, $\gamma_к$, $T_{т.ц}$ за умови неперервності їх функціональної залежності від τ

Так, наприклад, вибираючи такт в інтервалі $\tau_2 - \tau_1$, збільшується тривалість технологічного циклу і знижується ефективність використання робочого часу виконавців, але економимо на підвищенні ефективності капітальних вкладень в комплекс обладнання (рис.1).

Початкові умови під час розв'язання задачі оптимізації виробничих програм на відновлення корпусних деталей прийняті наступні:

1) мінімальна тривалість технологічного циклу відновлення деталей більша (або дорівнює) дозволеному часу на відновлення цієї деталі, $T_{т.ц\ min} \geq T_д$;

2) відновний процес корпусної деталі територіально не відділяється від основного розбирально-складального процесу, $t_{т.р} = 0$.

Початкове значення такту вибираємо τ_2 , за якого досягається мінімальне значення тривалості технологічного циклу - $T_{т.ц\ min}$. Область компромісу - діапазон значень $\tau_2 - \tau_1$.

Методика визначення оптимального параметра

Для розв'язання задачі використано метод компенсованого критерію, який передбачає визначення області компромісу між різними критеріями ефективності. Така область обмежується значеннями такту (τ_1.) і (τ_2), що відповідають екстремумам окремих критеріїв.

У межах цієї області визначаються економічний ефект та витрати, пов'язані зі зміною параметрів процесу.

Визначимо значення економії і затрат для будь-яких значень τ з діапазону $\tau_2 - \tau_1$. При зменшенні такту коефіцієнт $\gamma_к$ зростає, а значення неефективного використання капітальних вкладень в обладнання в кожній точці інтервалу $\tau_2 - \tau_1$ складе

$$З_н = (1 - \gamma_к) \cdot C_о \cdot E_н, \quad (1)$$

де $C_о$ -сумарна вартість обладнання; $E_н$ – нормативний коєфіцієнт ефективності капітальних вкладень.

Таким чином, економія (щодо базового варіанту - точки 2) в і-й точці інтервалу $\tau_2 - \tau_1$, отримана від підвищення ефективності капітальних вкладень в комплекс обладнання (або зниження абсолютної величини неефективно використаних вкладень) визначається з виразу (в розрахунку на одну деталь)

$$\Delta Э = [(1 - \gamma_{к2}) \cdot C_о \cdot \tau_2 - (1 - \gamma_{к\ i}) \cdot C_о \cdot \tau_i] E_н / Ф_о, \quad (2)$$

де $Ф_о$ – річний фонд часу роботи обладнання.

Зі зменшенням такту збільшується тривалість циклу $T_{т.ц}$ і зменшується $\eta_р$. Затрати через збільшення тривалості циклу пов'язані зі створенням запасу деталей для забезпечення безперервного

ходу складального процесу *($З_1$),* а зменшення коефіцієнта використання фонду часу виконавців приведе до затрат на їх оплату *($З_2$),* Таким чином, загальні затрати визначаються з виразу

$$З= З_1+ З_2=\{[(T_{т.ц}- T_{т.ц\ min})/ \tau]C_д+\Sigma Ф_р \cdot C_т[(1- \eta_{р1}) \cdot m_1-(1- \eta_{р2}) \cdot m_2]\} \tau/Ф_р, \quad (3)$$

де $C_д$ – прейскурантна ціна нової деталі; $Ф_р$, $C_т$, m – відповідно дійсний річний фонд часу, тарифна ставка і кількість працівників.

Оптимальний технологічний процес визначиться з умови

$$Е- З \rightarrow max \quad (4)$$

Аналіз об'єкта дослідження

Об'єктом дослідження є корпус коробки передач трактора, для якого характерні такі групи дефектів :

- тріщини корпусу;
- зношування посадочних місць під підшипники;
- спрацювання отворів під вали та механізми перемикання;
- пошкодження різьбових отворів.

Аналіз показує, що ці дефекти можуть бути об'єднані за технологічною подібністю, що дозволяє застосовувати типові технологічні маршрути відновлення.

Результати оптимізації

Виходячи з положень вищенаведеної методики оптимізації технологічних процесів відновлення деталей і результатів розрахунку показників ефективності процесу, підставивши значення початкових величин у рівняння (2) і (3) з використанням розробленого алгоритму, розраховано значення величин *Е і З* для значень такту з області компромісу (рис.2). Аналіз показує, що значення *Е-З* змінюється скачко-подібно за аналогією з характером зміни показників $\eta_р$ *і* $\gamma_к$. Загальна тенденція зміни вказує на те, що зі збільшенням такту зменшується економія і збільшуються затрати і за певних значень такту останні за абсолютною величиною перевищують економію, а значення *Е-З* переходить в зону від'ємних значень.

Представлені результати розрахунків уможливлюють для існуючого попиту на відновлення корпусних деталей визначити найбільш раціональний технологічний процес і визначити оптимальні програми відновлення. Встановлено, що зі збільшенням такту:

- зменшується економічний ефект від використання обладнання;
- зростають витрати, пов'язані з тривалістю циклу та оплатою праці;
- значення функції (*Е-З*) має максимум у певному інтервалі значень τ.

Отримані результати дозволили визначити раціональні діапазони виробничих програм для різних технологій відновлення корпусних деталей:

- гальванічне натирання — 810…900; 1060…1350; 1560…1740; 2180…4000 од.;
- місцеве насталювання — 480…530; 600…1715 од.;
- нанесення епоксидних композицій — 1000…1090; 1150…2000 од.

Узагальнення результатів

Проведені дослідження показали, що застосування багатокритеріального підходу дозволяє:

- обґрунтувати вибір оптимального такту виконання операцій;
- забезпечити збалансованість між технічними та економічними показниками; підвищити ефективність використання виробничих ресурсів;
- визначити раціональні програми відновлення корпусних деталей.

Таким чином, запропонована методика оптимізації технологічних процесів може бути використана під час проєктування та вдосконалення ремонтних виробництв для підвищення їх продуктивності та економічної ефективності.

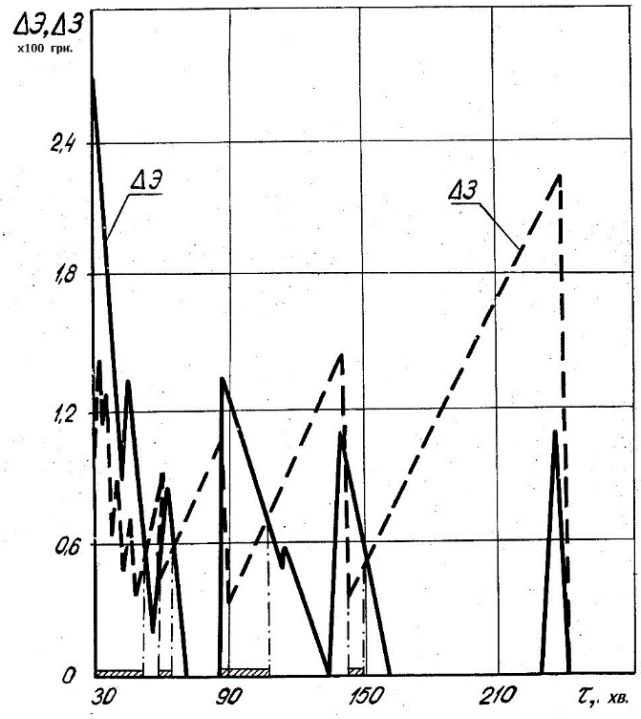


Рис. 2. – Оптимальне значення (заштриховано) такту (τ) відновлення корпусу коробки передач гальванічним натиранням

ВИСНОВКИ

У результаті проведених досліджень, спрямованих на оптимізацію технологічних процесів відновлення корпусних деталей, отримано такі основні наукові та практичні результати:

1. Встановлено, що ефективність процесів відновлення корпусних деталей визначається сукупністю взаємопов'язаних критеріїв, основними з яких є тривалість технологічного циклу, коефіцієнт використання робочого часу виконавців та ефективність використання капітальних вкладень у обладнання .
2. Обґрунтовано доцільність застосування багатокритеріального підходу до оптимізації технологічних процесів, який дозволяє врахувати суперечливий характер зміни показників ефективності при варіюванні параметрів процесу, зокрема такту виконання операцій.
3. Розроблено методику визначення оптимального технологічного процесу на основі методу компенсованого критерію, що передбачає пошук компромісного рішення в області допустимих значень параметра та максимізацію різниці між економічним ефектом і витратами.
4. Встановлено, що оптимальне значення такту виконання операцій знаходиться в області компромісу між мінімальною тривалістю циклу та максимальною ефективністю використання обладнання і трудових ресурсів.
5. Виконано аналіз характерних дефектів корпусу коробки передач, що дозволило згрупувати їх за технологічною подібністю та обґрунтувати вибір раціональних способів відновлення.
6. За результатами розрахунків визначено раціональні діапазони виробничих програм для різних технологій відновлення (гальванічне натирання, місцеве насталювання, застосування полімерних матеріалів), що забезпечують максимальну ефективність процесу.
7. Доведено, що застосування запропонованої методики дозволяє підвищити ефективність ремонтного виробництва за рахунок скорочення тривалості відновлення, зменшення витрат та більш раціонального використання виробничих ресурсів.

Отже, отримані результати можуть бути використані під час проектування та вдосконалення технологічних процесів відновлення корпусних деталей машин, а також при формуванні виробничих програм ремонтних підприємств.

СПИСОК ПОСИЛАНЬ

Afanasyev V. K. (2018)Restoration of agricultural machines surfaces by white cast iron with alloying elements // Materials Science Forum. Vol. 927. P. 43–48.

Afanasyev V. K., others. (2018).Technological bases of restoration of machine parts // Materials Science Forum. Vol. 927. P. 1–6.

Zakharova I. Welding processes in the restoration of industrial and energy facilities // Machinery & Energetics. 2024. Vol. 15, No. 1. P. 56–64.

Dudnikov A., Gorbenko O., Kelemesh A., Drozhchana O. (2020). Improving the technological process of restoring tillage machine parts // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. Vol. 2, No. 1 (104).

Bekana, D., Zh. Kolev, S. Kadirova, T. Nenov, G. Kadikyanov (2020). Investigation of Operational Parameters of Coatings for Rebuilding Worn Out Cast Iron Parts of Self-Propelled Agricultural Machines *INMATEH Agricultural Engineering*, 3 Vol. 62, 165-172, doi: 10.18805/IJARe.A-5400

Voloshchenko, S. M., & Hohaiev, K. O. (2022). Application of high-strength bainitic cast iron for the production of replaceable parts of soil-cultivating agricultural machinery. *Engineering Review*, *42*(2), 89–96.

Tandon, D., Li, H., Pan, Z., Yu, D., & Pang, W. (2023). A review on hardfacing, process variables, challenges, and future works. *Metals*, *13*(9), Article 1512.

Wang Y., Liu X., Zhang H. (2023.) Research progress on wear resistance of agricultural machinery components // Materials.. Vol. 16, No. 24. Article 7646. DOI: 10.3390/ma16247646.

Ahola, A., Lipiäinen, K., Afkhami, S., & Björk, T. (2022). Fatigue performance of the welded details of an old, demolished steel railway bridge. *Engineering Structures*, *256*, Article 113999. doi.org

Li, Y., Schreiber, P., Schneider, J., & Greiner, C. (2023). Tribological mechanisms of slurry abrasive wear. *Friction*, *11*(6), 1079–1093. doi.org

Mishra A., Sharma S. (2021).Process parameter optimization of friction stir welding using machine learning // Journal of Manufacturing Processes.. Vol. 68. P. 130–140.

Bazanella A., others. (2026).Improving the GMAW process through current control: optimization approach // Journal of Manufacturing Processes. Vol. 80. P. 210–218.

Wiebe, J., Cecílio, I., & Misener, R. (2018). Data-driven optimization of processes with degrading equipment. *Computers & Chemical Engineering*, *119*, 408–418. doi.org

Сідашенко О.І., Науменко О.А. (2010).Ремонт машин та обладнання: Підручник. Х.: «Міськдрук», 744с.

Катренко А.В. (2004).Дослідження операцій. Підручник. Львів: «Магнолія Плюс»,. 549 с.

Теслюк В.М., Загарюк Р.В. (2012).Методи багатокритеріальної оптимізації: Конспект лекцій. Львів: Видавництво НУ ЛП, 64 с.

Таха Х.А. (2001).Введение в исследование операций. 6-е издание. Пер. с англ. М.: «Вильямс»,. 912с

e-ISSN 2708-9754; ISSN 2307-1699
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, 2026, Вип. 52
AGRICULTURAL MACHINES, 2026, Vol. 52

EVOLUTION OF HYDRAULIC AND ELECTROHYDRAULIC SYSTEMS OF AGRICULTURAL MACHINERY: ENERGY EFFICIENCY, INTELLIGENT CONTROL AND DEVELOPMENT TRENDS

M. Mikulina*

Sumy National Agrarian University, Sumy, Ukraine

AGRICULTURAL MACHINES
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Key words:
mobile fluid power,
load-responsive control,
energy regeneration,
adaptive control,
digital communication

Article history:
Received 10.09.2026
Reviewed 30.09.2026
Approved 30.11.2026

Corresponding author:*
marinamikulina1@ukr.net

ABSTRACT

Hydraulic systems remain an important means of power transmission and control in modern agricultural machinery. Increasing tractor power, the number of actively driven working units and the level of automation has promoted a transition from circuits with fixed-displacement pumps and mechanically operated valves to load-sensing, electrohydraulic and digitally controlled systems. The purpose of the study is to systematize the stages of development of hydraulic and electrohydraulic systems in agricultural machinery, identify approaches to improving their energy efficiency, and determine further development trends. A structured thematic review of scientific publications from 2000–2026 and a comparative analysis of official technical documentation from leading tractor manufacturers were carried out. Open-centre and closed-centre systems, load sensing, independent metering, pump-controlled drives, electrohydraulic control, Power Beyond, standardized digital tractor–implement communication, Tractor Implement Management and electronic transmission of the load signal were considered. The analysis indicates that the main reserve for improving efficiency is the reduction of throttling losses and better matching of pressure and flow to actual consumer demand. Recent tractor–implement control concepts demonstrate that efficiency can be improved by optimising pressure control. Modern high-power production tractors widely use variable-displacement pumps, electrohydraulic valves, Power Beyond and digital tractor–implement communication; the maximum hydraulic flow of the analysed systems is approximately 205–318 L/min. Comparison of research concepts with commercial solutions showed that load sensing, electronically controlled valves and ISOBUS have reached a high level of technological maturity, whereas independent metering, local electro-hydraulic actuators, energy regeneration and predictive control remain emerging directions. Electrification does not eliminate hydraulic drives but changes the way energy flows are generated, distributed and coordinated, promoting a transition towards hybrid cyber-physical electrohydraulic architectures with sensor-based monitoring and adaptive control.

DOI: 10.36910/acm.vi52.2325

To cite this article:
Mikulina, M. (2026). Evolution of hydraulic and electrohydraulic systems of agricultural machinery: energy efficiency, intelligent control and development trends. *Agricultural Machines*, *52*, 27-40. https://doi.org/10.36910/acm.vi52.2325

e-ISSN 2708-9754; ISSN 2307-1699
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, 2026, Вип. 52
AGRICULTURAL MACHINES, 2026, Vol. 52

УДК 631.3:621.22

ЕВОЛЮЦІЯ ГІДРАВЛІЧНИХ ТА ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНИХ СИСТЕМ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ: ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІСТЬ, ІНТЕЛЕКТУАЛЬНЕ КЕРУВАННЯ ТА ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ

М.О. Мікуліна*

Сумський національний аграрний університет, Суми, Україна

AGRICULTURAL MACHINES
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Ключові слова:
мобільний гідропривод, регулювання за навантаженням, рекуперація енергії, адаптивне регулювання, цифрова взаємодія

Історія публікації:
Отримано 10.09.2026
Прорецензовано 30.09.2026
Затверджено до друку 30.11.2026

Автор для листування:*
marinamikulina1@ukr.net

АНОТАЦІЯ

Гідравлічні системи залишаються одним із основних засобів передавання та регулювання потужності в сучасній сільськогосподарській техніці. Зростання потужності тракторів, кількості активних робочих органів і рівня автоматизації зумовило перехід від схем із насосами постійної продуктивності та механічними розподільниками до Load Sensing, електрогідравлічних і цифрово керованих систем. Мета дослідження – систематизувати етапи розвитку гідравлічних та електрогідравлічних систем сільськогосподарської техніки, визначити напрями підвищення їх енергоефективності та тенденції подальшого розвитку. Проведено структурований тематичний огляд наукових публікацій 2000–2026 рр. та порівняльний аналіз офіційної технічної документації провідних виробників тракторів. Розглянуто системи з відкритим і закритим центром, Load Sensing, незалежне керування потоками, насосно-керовані приводи, електрогідравлічне регулювання, Power Beyond, стандартизовану цифрову взаємодію трактора з агрегатом, Tractor Implement Management та електронне передавання сигналу навантаження. Показано, що головним резервом підвищення ефективності є зменшення дросельних втрат і узгодження тиску та подачі з фактичною потребою споживача. Сучасні схеми керування трактором і агрегатом демонструють можливість підвищення енергоефективності завдяки оптимізації регулювання тиску. Встановлено, що серійні трактори високого класу потужності широко використовують регульовані насоси, електрогідравлічні клапани, Power Beyond і цифрову взаємодію з агрегатованими машинами; максимальна продуктивність проаналізованих гідросистем становить близько 205–318 л/хв. Порівняння наукових і серійних рішень показало високу технологічну зрілість Load Sensing, електронних клапанів і стандартизованої цифрової взаємодії, тоді як Independent Metering, локальні електрогідравлічні приводи, рекуперація та прогнозне керування залишаються перспективними.. Електрифікація не витісняє гідравлічний привод, а змінює спосіб формування і координації енергетичних потоків, сприяючи переходу до гібридних кіберфізичних електрогідравлічних систем із сенсорним моніторингом та адаптивним керуванням.

DOI: 10.36910/acm.vi52.2325

Цитувати цю статтю:
Мікуліна, М. О. (2026). Еволюція гідравлічних та електрогідравлічних систем сільськогосподарської техніки: енергоефективність, інтелектуальне керування та тенденції розвитку. *Сільськогосподарські машини*, *52*, 27-40. https://doi.org/10.36910/acm.vi52.2325

СТАН ПИТАННЯ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Гідравлічні системи широко застосовуються у тракторах і сільськогосподарських машинах для передавання потужності, керування навісними механізмами та приводами активних робочих органів. Висока питома потужність і можливість плавного регулювання забезпечили їх тривале використання, однак зростання потужності машин, кількості споживачів та рівня автоматизації підвищило вимоги до енергоефективності, точності й швидкодії гідроприводу.

Розвиток тракторної гідравліки характеризується переходом від механічного керування до електрогідравлічних систем із замкненими контурами регулювання. Сучасні навісні системи можуть використовувати інформацію про положення робочого органу, тягове навантаження та буксування, а дослідження спрямовані на багатопараметричне та адаптивне керування *(Wang et al., 2021; Sun et al., 2022)*.

Одним із головних напрямів розвитку є підвищення енергетичної ефективності. Load Sensing системи узгоджують подачу насоса з потребою споживачів, проте зберігають втрати, пов'язані з регулювальним перепадом тиску, дроселюванням і одночасною роботою контурів із різним навантаженням. Альтернативні способи керування тиском у системі «трактор–агрегат» дають змогу істотно зменшувати ці втрати *(Tian et al., 2024a; Tian et al., 2024b)*.

Паралельно гідросистема інтегрується з електронними підсистемами трактора та агрегатованої машини. Передумови такого підходу були сформульовані під час розвитку інтегрованого керування трактором і знаряддям *(Scarlett, 2001)*, а стандарт ISO 11783 сформував основу для стандартизованого цифрового обміну між електронними блоками, сенсорами та виконавчими механізмами *(Paraforos et al., 2019).*

Сучасні огляди підтверджують, що електрогідравлічне керування тракторів розвивається у напрямі поєднання контролю глибини, тягового опору та буксування із сенсорними системами й мікропроцесорним керуванням *(Sahu & Mandal, 2025)*. Водночас дослідження енергоефективності, автоматизації та цифрової взаємодії часто розглядаються окремо.

Недостатньо систематизованим залишається взаємозв'язок між еволюцією схем гідроприводу, способами зменшення енергетичних втрат, електронним керуванням, цифровою взаємодією та їх практичною реалізацією у серійній сільськогосподарській техніці. Комплексне зіставлення наукових розробок із промисловими рішеннями дає змогу оцінити рівень технологічної зрілості окремих підходів і визначити найбільш імовірні напрями подальшого розвитку.

Мета дослідження – систематизувати основні етапи розвитку гідравлічних та електрогідравлічних систем сільськогосподарської техніки, проаналізувати рішення щодо підвищення їх енергетичної ефективності та функціональності, зіставити наукові підходи із серійними технічними рішеннями та визначити перспективні напрями розвитку в умовах автоматизації, цифровізації й електрифікації мобільних машин.

МАТЕРІАЛИ І МЕТОДИ

Проведено тематичний аналітичний огляд наукових публікацій 2000–2026 рр. Для формування джерельної бази використовували рецензовані статті, матеріали наукових конференцій та офіційні технічні матеріали виробників. Публікації відбирали за тематичною відповідністю питанням енергоефективності мобільних гідросистем, Load Sensing, електрогідравлічного керування, цифрової взаємодії трактора й агрегату та електрифікації гідроприводу.

До аналізу включали рецензовані статті, оглядові праці та окремі матеріали конференцій, що містили теоретичні або експериментальні результати щодо мобільних гідравлічних та електрогідравлічних систем. Перевагу надавали роботам із DOI, кількісними показниками енергоефективності, точності керування або експериментальною валідацією. Роботи, що не стосувалися мобільної гідравліки, дублікати та матеріали без достатнього опису методів і результатів виключали.

Відібрані публікації систематизовано за напрямами: open-center і closed-center системи; насоси змінної продуктивності та Load Sensing; електрогідравлічне керування; Independent Metering; pump-controlled приводи; рекуперація енергії; цифрова взаємодія трактора з агрегатом; адаптивне керування; електрифіковані та розподілені електрогідравлічні системи.

Для оцінювання ступеня практичного впровадження проаналізовано офіційні технічні матеріали John Deere, Fendt, Case IH, New Holland, CLAAS і Massey Ferguson. Порівнювали тип гідросистеми, продуктивність насосів, кількість зовнішніх гідравлічних контурів, наявність Load Sensing, Power Beyond, електрогідравлічних клапанів та засобів цифрової взаємодії з агрегатованою машиною.

Результати узагальнювали за схемою «наукова проблема – технічне рішення – отриманий ефект – рівень практичного впровадження – перспективний напрям розвитку». Такий підхід використано для зіставлення наукових досліджень із конструктивними рішеннями серійної техніки та формування узагальненої картини еволюції гідравлічних систем.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ОБГОВОРЕННЯ

Еволюція гідравлічних систем сільськогосподарської техніки

Розвиток гідравлічних систем тракторів і сільськогосподарських машин відбувався разом зі зростанням кількості споживачів, потужності та вимог до точності керування. Функція гідроприводу поступово змістилася від простого переміщення навісних механізмів до керованого розподілу потужності між декількома виконавчими органами.

Одними з перших масово поширених були системи з відкритим центром (open-center), характерні для сільськогосподарської техніки середини XX ст. Насос постійної продуктивності безперервно забезпечував циркуляцію робочої рідини через розподільник, що спрощувало конструкцію, але спричиняло непродуктивні втрати енергії *(Jarboe, 1983).*

Поширення систем із закритим центром (closed-center) та насосів змінної продуктивності дало можливість зменшити втрати в режимі очікування і краще узгодити подачу з потребою споживачів. Водночас у системах постійного тиску зберігалися втрати через підтримання надлишкового тиску та дроселювання *(Kay, 1966)*.

Ключовим етапом стало впровадження Load Sensing (LS), за якого насос підтримує тиск, достатній для найбільш навантаженого активного споживача, із необхідним регулювальним запасом. Серійне застосування load-sensitive систем у сільськогосподарських тракторах документовано вже на початку 1970-х років *(Khatti, 1973)*, а подальший розвиток pressure- and flow-compensated LS-систем забезпечив ефективніше живлення декількох функцій від одного джерела потоку *(Jarboe, 1983).*

Разом із тим Load Sensing не усуває всіх втрат: за різних рівнів навантаження частина енергії розсіюється на компенсаторах і дросельних елементах. Особливо це проявляється у системі «трактор–агрегат», де послідовно взаємодіють регулювальні елементи обох машин *(Tian et al., 2024b).*

Наступний етап пов’язаний з електрогідравлічним керуванням: механічні зв’язки поступово замінюються пропорційними клапанами, сенсорами та електронними блоками керування. Це створило основу для автоматичного регулювання положення, тягового опору, глибини обробітку та буксування *(Sun et al., 2022; Sahu & Mandal, 2025)*.

Отже, еволюцію доцільно характеризувати як перехід від постійного формування потоку до регулювання за потребою, від підтримання постійного тиску до адаптації тиску до навантаження та від механічного керування до цифрово координованих електрогідравлічних систем. Основні етапи узагальнено в таблиці 1 та на рис. 1.

Таблиця 1 – Основні етапи розвитку гідравлічних систем сільськогосподарської техніки

Етап	Основні технічні ознаки	Основна перевага	Характерне обмеження
Open-center	Насос постійної продуктивності, механічний розподільник, постійна циркуляція	Простота конструкції	Непродуктивна циркуляція та втрати потужності

Етап	Основні технічні ознаки	Основна перевага	Характерне обмеження
Closed-center	Закритий нейтральний канал, регулювання подачі/тиску	Менші втрати в режимі очікування	Підтримання надлишкового тиску
Load Sensing	Насос змінної продуктивності, LS-сигнал, компенсація тиску	Узгодження подачі й тиску з навантаженням	Margin pressure та дросельні втрати
Electrohydraulic control	Електрогідравлічні клапани, датчики, ECU	Точність і автоматизація керування	Зростання складності системи
Intelligent hydraulics	Інтегровані сенсори, адаптивні алгоритми, цифровий обмін	Оптимізація системи відповідно до режиму роботи	Висока складність керування та вимоги до сумісності

Примітка. Систематизовано автором за даними Kay (1966), Khatti (1973), Jarboe (1983), Sun et al. (2022), Tian et al. (2024b), Sahu and Mandal (2025).

open-center → closed-center → Load Sensing → електрогідравлічне керування → цифрова інтеграція → інтелектуальні та електрифіковані гідросистеми.

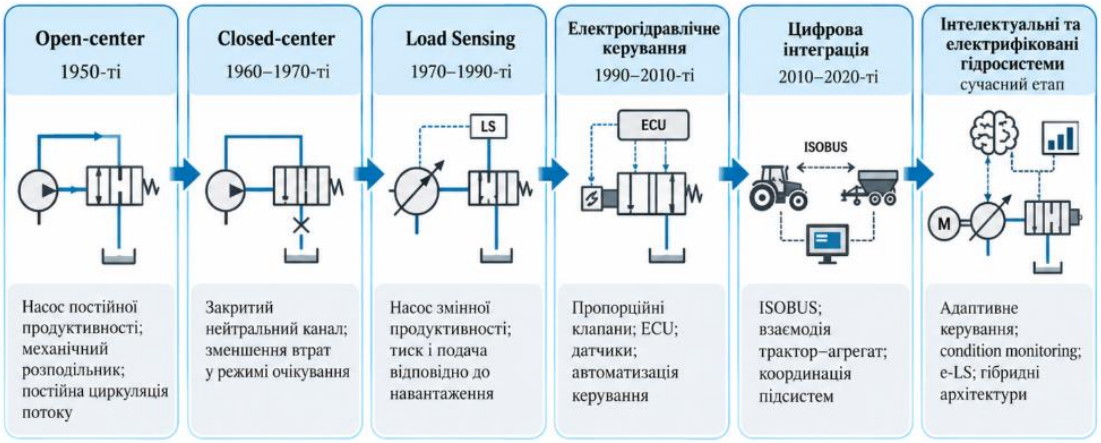


Рис. 1 – Основні етапи розвитку гідравлічних систем сільськогосподарської техніки

Енергоефективність сучасних гідравлічних систем

Енергетична ефективність є одним із ключових критеріїв розвитку мобільної гідравліки. Основні втрати пов'язані з дроселюванням потоку, підтриманням надлишкового тиску, об'ємними й механічними втратами та розсіюванням потенційної або кінетичної енергії виконавчих механізмів у вигляді теплоти *(Bhola & Wrat, 2026)*.

У традиційних системах із насосом постійної продуктивності потік формується незалежно від фактичної потреби споживача. Перехід до насосів змінної продуктивності та Load Sensing дозволив узгоджувати параметри джерела з навантаженням, однак для стабільного дросельного регулювання LS-система все одно підтримує запас тиску відносно найбільш навантаженого споживача.

Tian et al. (2021) показали, що навіть у попередньо компенсованих LS-системах існує резерв зниження втрат без радикальної зміни архітектури. Запропоновані авторами способи керування забезпечили 6,7 % експериментально підтвердженої економії потужності, а для другого рішення розрахункова економія становила 15,6 %.

Для системи «трактор–агрегат» особливо важливим є узгодження керуючих клапанів двох машин. У дослідженні трактора потужністю близько 298 кВт із 16-рядною сівалкою перехід до керування тиском живлення агрегату забезпечив підвищення енергетичної ефективності приблизно на 18 % *(Tian et al., 2024a).*

Подальше дослідження альтернативних архітектур показало, що перенесення функції дозування потоку до клапанів агрегату або перехід до керування тиском можуть усунути частину надлишкових перепадів. Для розглянутої системи обидві концепції дали понад 38 % підвищення енергетичної ефективності відносно базової комерційної схеми *(Tian et al., 2024b).*

Іншим напрямом є Independent Metering, тобто незалежне керування вхідним і вихідним потоками виконавчого механізму. Такий підхід розширює можливості керування перепадами тиску та вибору енергоефективного режиму залежно від характеру навантаження *(Abuowda et al., 2020)*.

Ще більший потенціал зменшення дросельних втрат мають pump-controlled приводи, у яких необхідна витрата формується зміною робочого об'єму насоса або частоти його обертання. Ці системи можуть поєднуватися з рекуперацією енергії, але потребують складнішого керування та окремого керованого джерела потоку *(Quan et al., 2014)*.

Отже, сучасні рішення спрямовані на зменшення невідповідності між потужністю, яку формує джерело, та реальною потребою виконавчого механізму. Основні способи підвищення ефективності наведено в таблиці 2.

Таблиця 2 – Основні технічні рішення для підвищення енергоефективності

Технічне рішення	Основний принцип підвищення ефективності	Основне обмеження
Load Sensing	Узгодження тиску і подачі насоса з навантаженням	LS-margin та втрати за різних навантажень споживачів
Оптимізоване LS-керування	Зниження надлишкових перепадів тиску	Необхідність удосконалення алгоритмів керування
Pressure-based tractor–implement control	Узгодження тиску трактора з реальною потребою агрегату	Потреба в координації трактора й агрегату
Independent Metering	Незалежне керування вхідним і вихідним потоками	Складніша клапанна система та керування
Pump-controlled actuator	Усунення основного дросельного регулювання	Окреме кероване джерело потоку
Energy recovery	Накопичення та повторне використання енергії	Додаткові компоненти та складність системи

Примітка. Систематизовано автором за даними Quan et al. (2014), Abuowda et al. (2020), Tian et al. (2021, 2024a, 2024b), Bhola and Wrat (2026).

Електрогідравлічне керування та автоматизація робочих процесів

Перехід від механічного до електрогідравлічного керування став одним із визначальних етапів розвитку тракторної гідравліки. Команда оператора або автоматичного регулятора перетворюється на електричний сигнал, який електронний блок керування реалізує через електромагнітні чи пропорційні клапани.

Найбільш наочно цей підхід проявляється у триточковій навісній системі. Автоматичне електрогідравлічне керування дає змогу реалізувати позиційне, тягове, комбіноване регулювання та контроль буксування, що впливає на стабільність глибини, тягове навантаження й використання потужності трактора *(Wang et al., 2021).*

Позиційне регулювання підтримує задане положення навісного механізму, тоді як тягове реагує на зміну опору ґрунту. Комбінування цих принципів дозволяє обмежувати надмірні коливання глибини та одночасно реагувати на зміну навантаження *(Sun et al., 2022).*

Додаткове використання сигналу буксування дає змогу коригувати тяговий опір агрегату та зменшувати непродуктивне використання тягової потужності. У результаті сучасна система переходить від контролю одного параметра до багатопараметричного керування положенням, навантаженням і рухом агрегату *(Sahu & Mandal, 2025)*.

Електронна архітектура дозволяє змінювати закон регулювання програмно без істотної перебудови силової гідравлічної частини. Експериментальні дослідження стендових систем підтверджують можливість високої точності відтворення заданих режимів: Sun et al. (2023) отримали усталені похибки менше 1 % для досліджуваних контурів керування.

Структуру сучасної системи можна подати як замкнений інформаційно-силовий контур «задане значення – електронний блок керування (Electronic Control Unit, ECU) – пропорційний клапан – гідравлічний виконавчий механізм – датчики зворотного зв'язку». Така побудова перетворює гідросистему на складову мехатронної системи, де результат визначається спільною роботою гідравлічних компонентів, сенсорів і програмного забезпечення.

Польові умови ускладнюють регулювання через зміну властивостей ґрунту, швидкості руху та навантаження. Тому перспективними є адаптивні алгоритми та інтеграція інформації від декількох сенсорів *(Wang et al., 2021; Sun et al., 2022; Sahu & Mandal, 2025)*. Основні режими керування узагальнено в таблиці 3, а структурну схему наведено на рис. 2.

Таблиця 3 – Основні режими електрогідравлічного керування навісною системою трактора

Спосіб керування	Основний контрольований параметр	Основна перевага	Основне обмеження
Позиційне	Положення навісного механізму	Точне підтримання заданого положення	Не враховує зміну тягового опору
Тягове	Тягове навантаження	Реакція на зміну опору ґрунту	Можливі коливання глибини
Комбіноване position–draft	Положення + тягове навантаження	Компроміс між стабільністю глибини та навантаження	Необхідність узгодження двох контурів
Slip control	Буксування рушіїв	Покращення використання тягової потужності	Потребує достовірного визначення швидкості та буксування
Багатопараметричне	Положення, тяга, буксування та інші параметри	Адаптація до змінних умов роботи	Зростання складності сенсорної та керуючої системи
Адаптивне / інтелектуальне	Сукупність параметрів і стан системи	Автоматична зміна закону керування	Складність алгоритмів, валідації та забезпечення надійності

Примітка. Систематизовано автором за даними Wang et al. (2021), Sun et al. (2022, 2023), Sahu and Mandal (2025).

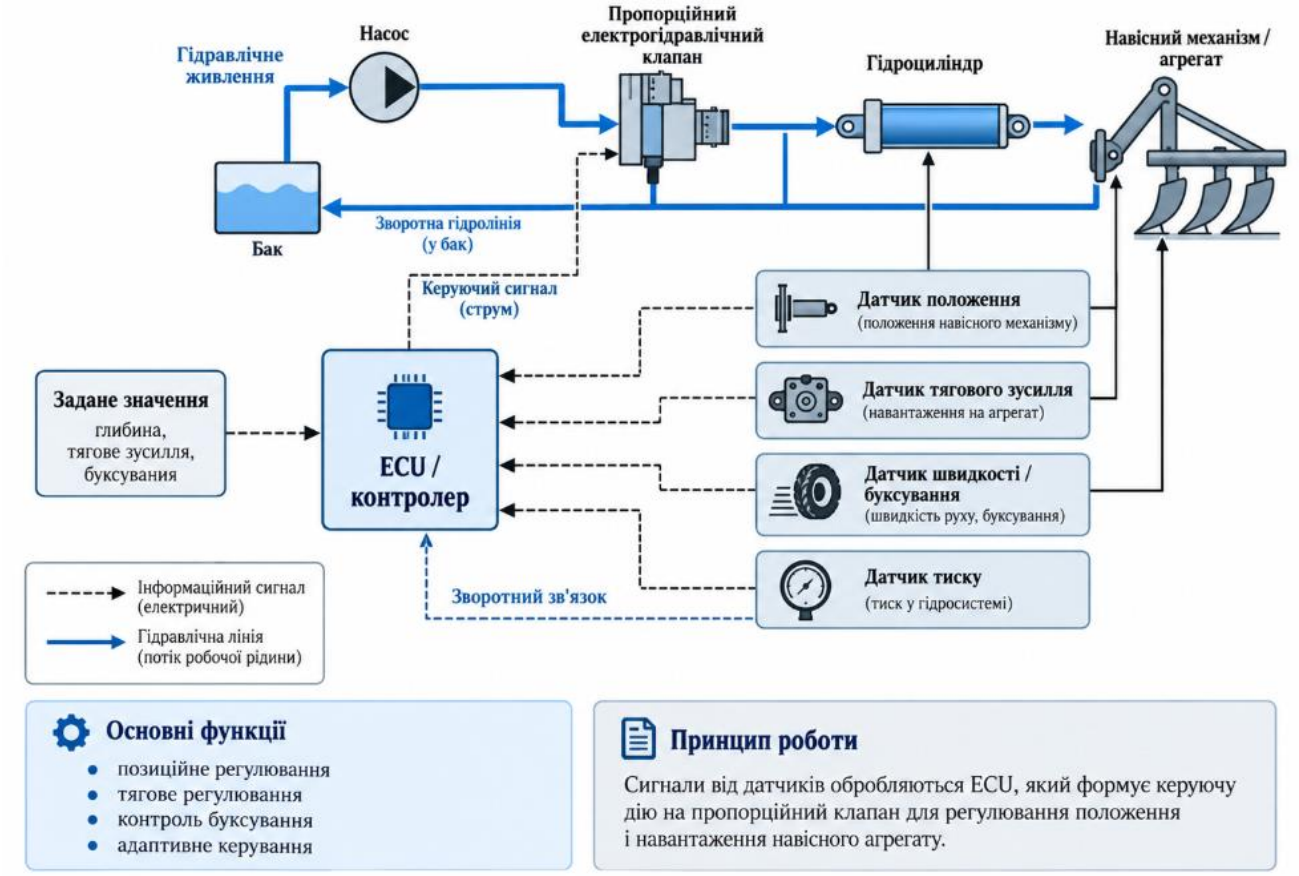


Рис. 2 – Структурна схема сучасної електрогідравлічної системи керування

Інтеграція гідравлічних систем трактора та сільськогосподарської машини

Ефективність машинно-тракторного агрегату визначається не лише характеристиками гідросистеми трактора, а й узгодженням її роботи з гідравлічними та електронними системами агрегатованої машини. Зі збільшенням кількості активних робочих органів традиційного керування лише через дистанційні гідророзподільники стало недостатньо.

У базовій схемі трактор дозує потік через селективні гідророзподільники (SCV). Для складних агрегатів із власними клапанами поширилась схема Power Beyond, яка забезпечує пряме живлення агрегату та може використовувати окрему LS-лінію для передавання сигналу навантаження до насоса трактора *(John Deere, 2005)*.

У такій архітектурі трактор дедалі більше виконує роль джерела гідравлічної потужності, тоді як конкретними виконавчими механізмами керує агрегат. Для повної автоматизованої взаємодії силовий гідравлічний канал доповнюється цифровим інформаційним каналом.

Стандарт ISO 11783 (ISOBUS) сформував стандартизоване середовище обміну даними між електронними блоками, сенсорами та засобами керування трактора й агрегату *(Paraforos et al., 2019)*. Історично його розвиток пов'язаний із переходом від окремих електронних функцій до інтегрованих мехатронних систем *(Oksanen & Auernhammer, 2021)*.

Подальший розвиток двосторонньої взаємодії реалізовано в Tractor Implement Management (TIM), за якого агрегат може автоматично керувати дозволеними функціями трактора, зокрема швидкістю руху або дистанційними гідравлічними клапанами *(Agricultural Industry Electronics Foundation [AEF], n.d)*.

Окремим напрямом є заміна гідравлічного LS-сигналу електронним. Концепція e-LS connect передбачає передавання інформації про необхідний тиск електронно, тоді як силова гідравлічна потужність і надалі подається через Power Beyond *(Fendt, 2025)*. Це відокремлює керуючу інформацію від гідравлічного середовища та створює передумови для ширшої цифрової координації.

Водночас e-LS слід розглядати як нове промислове рішення, а не сформований універсальний міжвиробничий стандарт. На відміну від нього, ISOBUS і TIM мають процедури перевірки сумісності та функціональної безпеки (AEF, n.d.).

Загальну еволюцію можна представити як SCV → Power Beyond → Power Beyond + hydraulic LS → ISOBUS → TIM → electronic Load Sensing. Вона відображає перехід від простого передавання гідравлічної енергії до цифрового узгодження потреб агрегату з режимом роботи трактора. Узагальнення наведено в таблиці 4 та на рис. 3.

Таблиця 4 – Розвиток взаємодії гідравлічних та електронних систем трактора й агрегату

Технологія	Канал взаємодії	Основна функція	Характерна особливість
SCV	Гідравлічний	Керування потоком оператором або системою трактора	Трактор безпосередньо керує гідравлічним споживачем
Power Beyond	Гідравлічний	Безпосереднє живлення власної гідросистеми агрегату	Регулювання може виконуватися агрегатом
Power Beyond + LS	Гідравлічний силовий + гідравлічний керуючий	Узгодження тиску насоса з навантаженням агрегату	Окрема LS-лінія
ISOBUS	Цифровий	Стандартизований обмін командами та даними	Міжвиробнича інформаційна сумісність
TIM	Двосторонній цифровий	Агрегат може керувати дозволеними функціями трактора	Автоматизація комплексу «трактор–агрегат»
Electronic LS	Гідравлічний силовий + електронний керуючий	Електронне передавання потреби у тиску	Усунення гідравлічної LS-лінії та можливість розширеної координації

Примітка. Систематизовано автором за даними Paraforos et al. (2019), Oksanen and Auernhammer (2021), (Agricultural Industry Electronics Foundation [AEF], n.d.), Fendt (2025) та офіційної технічної документації John Deere.

Реалізація сучасних гідравлічних систем у серійній сільськогосподарській техніці

Аналіз сучасних тракторів провідних виробників показує, що Load Sensing, насоси змінної продуктивності та електрогідравлічне керування стали типовими для машин середнього і високого класів потужності. Відмінності дедалі більше визначаються продуктивністю насосів, кількістю незалежних контурів, Power Beyond та рівнем цифрової інтеграції.

John Deere 8RX 340 використовує closed-center pressure/flow compensated Load Sensing систему. Стандартна подача становить 227,1 л/хв, а опційна двонасосна конфігурація – до 318 л/хв; доступні електронно керовані SCV та Power Beyond *(John Deere, 2026)*.

Fendt 700 Vario Gen7 оснащується Load Sensing системою з аксіально-поршневим насосом 165 або 220 л/хв, електрогідравлічними клапанами та Power Beyond. Виробник також орієнтується на забезпечення високої подачі за зниженої частоти обертання двигуна (Fendt, n.d.).

Для Case IH Magnum залежно від моделі та комплектації доступні гідросистеми продуктивністю до 282 л/хв. Magnum 400 Rowtrac має аксіально-поршневий LS-насос, електричні задні гідровиходи, Power Beyond та ISOBUS (Case IH, n.d.).

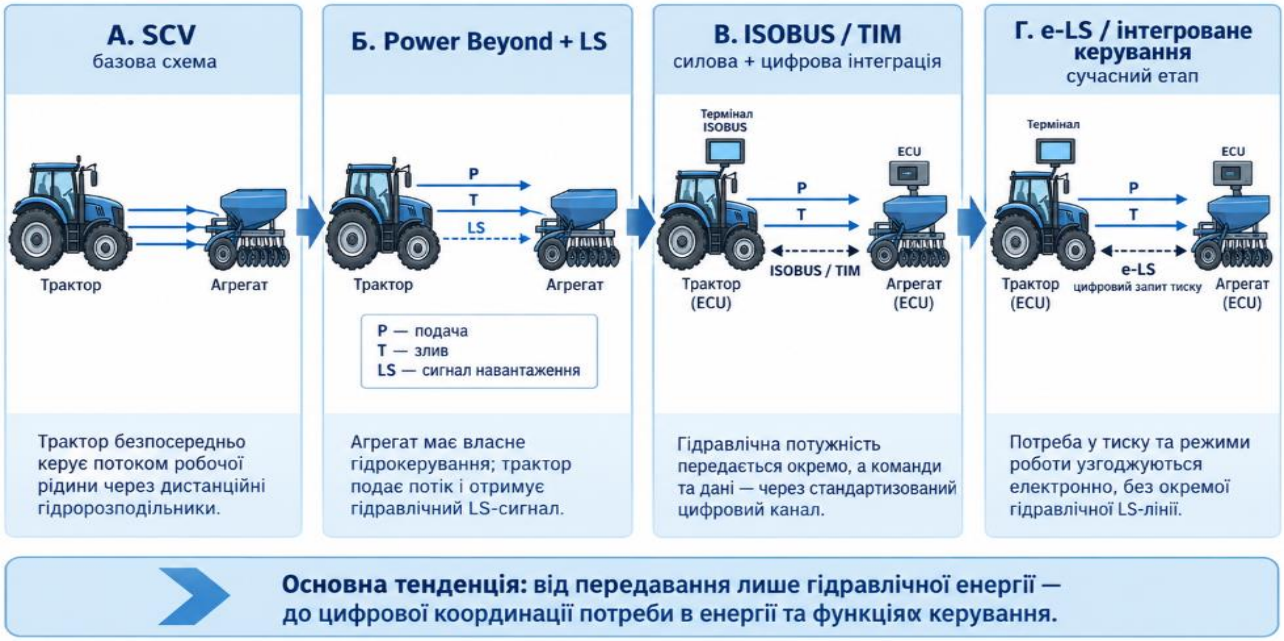


Рис. 3 – Еволюція взаємодії трактора та агрегатованої машини в гідравлічних і цифрових системах

New Holland T7.340 HD використовує закриту гідравлічну систему 165 або 220 л/хв і підтримує Tractor Implement Management, що дає змогу сумісному агрегату впливати на окремі функції трактора *(New Holland Agriculture, 2023)*. CLAAS AXION 900 пропонує Load Sensing 150 або 220 л/хв, електронне керування клапанами та Power Beyond (CLAAS, n.d.).

Massey Ferguson MF 8S оснащується closed-centre Load Sensing системою 150 л/хв із варіантами до 205 л/хв, електронними клапанами, Power Beyond та ISOBUS (Massey Ferguson, n.d.). Порівняльні характеристики наведено в таблиці 5.

Таблиця 5 – Характеристики гідравлічних систем сучасних серійних тракторів

Виробник / серія	Тип системи	Подача, л/хв	Електронне керування	Power Beyond	Цифрова інтеграція
John Deere 8RX 340	Closed-center LS, pressure/flow compensated	227 / 318 опц.	до 6 задніх SCV	+	ISOBUS; SCV з ECU
Fendt 700 Vario Gen7	LS, variable displacement, electric LS	165 / 220 опц.	до 5 задніх + 2 передніх клапанів	+	керування з ECU
Case IH Magnum	LS, аксіально-поршнева система*	до 282 залежно від моделі	4–6 remote valves	+	ISOBUS; AFS/TIM
New Holland T7.340 HD	Closed circuit	165 / 220 опц.	до 5 задніх + 3 передніх	залежно від комплектації	ISOBUS; TIM
CLAAS AXION 900	Load Sensing	150 / 220	до 6 задніх + 2 передніх	+	клапани з ECU
Massey Ferguson MF 8S	Closed-centre Load Sensing	150 / 205 опц.	до 5 задніх клапанів	+	ISOBUS

Примітка. систематизовано автором за офіційною технічною документацією John Deere, Fendt, Case IH, New Holland, CLAAS та Massey Ferguson.

Порівняння підтверджує три спільні тенденції: широке використання регульованих LS-насосів; збільшення доступної подачі для енергоємних агрегатів; перенесення керування від механічних розподільників до електронно конфігурованих клапанів і цифрової взаємодії.

Максимальна продуктивність розглянутих систем становить приблизно 205–318 л/хв. Висока подача дедалі частіше забезпечується за зниженої частоти обертання двигуна, що дає змогу відокремити потребу гідравлічного агрегату від необхідності роботи ДВЗ на максимальних обертах.

Отже, Load Sensing, електрогідравлічні клапани, Power Beyond та ISOBUS уже є серійними технологіями. Натомість Independent Metering, децентралізовані pump-controlled приводи, масштабна рекуперація та адаптивна оптимізація гідравлічної потужності переважно залишаються сферою досліджень.

Інтелектуальні, адаптивні та електрифіковані гідравлічні системи

Подальший розвиток гідравлічних систем пов'язаний зі зміною загальної архітектури приводу та способу керування енергетичними потоками. Основними напрямами є електрифікація джерела гідравлічної потужності, децентралізація приводів, рекуперація, адаптивне керування та моніторинг технічного стану *(Cheng et al., 2024).*

Електрифікація не обов'язково означає заміну гідроциліндрів електромеханічними приводами. Variable-speed electric pump drive дозволяє незалежно регулювати частоту обертання насоса й узгоджувати подачу з поточною потребою, поєднуючи керованість електроприводу з високою питомою потужністю гідравліки *(Lajunen et al., 2018; Cheng et al., 2024).*

Перспективним є також Electro-Hydraulic Actuator (EHA), у якому локальний електродвигун, насос і виконавчий механізм утворюють автономний модуль. Така децентралізація скорочує силові гідролінії та зменшує дросельні втрати, хоча підвищує вимоги до вартості, теплового режиму та координації декількох приводів.

Qu et al. (2021) експериментально показали можливість високоефективної роботи EHA з рекуперацією: ефективність гідравлічної частини в приводному режимі досягала 84,7 %, а в окремих режимах система повертала до 81,8 % енергії виконавчого механізму.

Паралельно формується напрям condition monitoring. Сенсори тиску, температури, частоти обертання, положення та вібрації можуть використовуватися не лише для регулювання, а й для оцінювання технічного стану компонентів.

Дослідження аксіально-поршневого насоса на мобільній машині показало потенціал машинного навчання для діагностики, але також виявило суттєве зниження точності під час переходу від контрольованого до реального робочого циклу *(Keller et al., 2023).* Це підкреслює необхідність репрезентативних польових даних для predictive maintenance сільськогосподарської техніки.

Адаптивне та model predictive control можуть змінювати параметри регулювання відповідно до навантаження, температури та стану системи. Для сільськогосподарських машин перспективною є багатокритеріальна оптимізація, яка одночасно враховує якість технологічного процесу та енергоспоживання.

Сучасні дослідження поєднують Independent Metering, EHA, електричний привод насосів, сенсорний моніторинг і рекуперацію в єдину концепцію smart hydraulics *(Abuowda et al., 2020; Ding et al., 2025; Bhola & Wrat, 2026).* При цьому рівень технологічної зрілості різниться: electronic Load Sensing та цифрова взаємодія вже переходять у серійні рішення, тоді як розподілені EHA та прогнозне керування переважно залишаються дослідними.

У найближчій перспективі найбільш імовірне подальше поширення electronic Load Sensing, Power Beyond, ISOBUS/TIM та насосів із високою подачею за зниженої частоти обертання. Середньостроково очікується ширше застосування variable-speed electric pumps, Independent Metering і condition monitoring; довгостроково – розподілених EHA та координованих кіберфізичних систем.

Отже, електрифікація не усуває гідравліку, а змінює спосіб формування, розподілу та керування гідравлічною енергією. Перспективною є гібридна архітектура, у якій централізована гідросистема зберігається для груп традиційних споживачів, а локальні електрогідравлічні модулі використовуються там, де їх енергетичні або функціональні переваги є найбільшими. Основні напрями та рівень їх впровадження наведено в таблиці 6, а узагальнену архітектурну тенденцію – на рис. 4.

Таблиця 6 – Перспективні напрями розвитку гідравлічних та електрифікованих систем

Напрям	Рівень впровадження	Очікуваний ефект	Основні обмеження / перспектива
Electronic Load Sensing	Початкове промислове впровадження	Цифрове узгодження потреби в тиску; усунення окремої гідравлічної LS-лінії	Потреба у стандартизації та міжвиробничій сумісності
Independent Metering	Дослідні та спеціалізовані системи	Зменшення дросельних втрат; незалежне керування потоками	Складніша клапанна система й алгоритми керування
Variable-speed electric pump drive	Дослідні та окремі промислові рішення	Подача on-demand; незалежність від частоти обертання ДВЗ	Силова електроніка, тепловий режим, вартість
EHA / distributed hydraulics	Переважно дослідні системи	Локальна оптимізація, скорочення силових магістралей	Маса, вартість, координація декількох модулів
Energy regeneration	Спеціалізовані та дослідні системи	Повторне використання потенційної та кінетичної енергії	Ефект залежить від робочого циклу; потрібні накопичувачі
Condition monitoring / predictive maintenance	Частково серійне; ML переважно дослідний	Раннє виявлення деградації та обслуговування за станом	Необхідні репрезентативні польові дані та надійні сенсори
Adaptive / predictive control	Переважно дослідний рівень	Оптимізація якості процесу й енергоспоживання	Складність моделей, валідації та функціональної безпеки

Примітка. Систематизовано автором за даними Abuowda et al. (2020), Lajunen et al. (2018), Qu et al. (2021), Keller et al. (2023), Cheng et al. (2024), Ding et al. (2025), Bhola and Wrat (2026), а також технічних матеріалів AEF і Fendt.

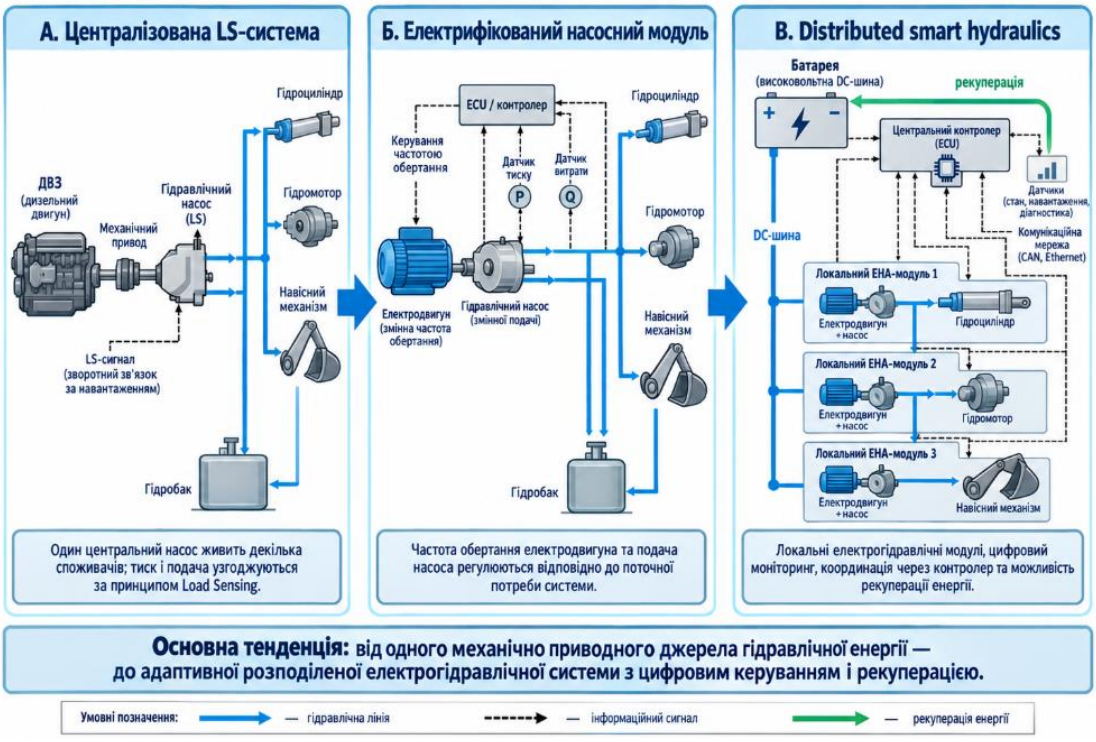


Рис. 4 – Перехід від централізованої Load Sensing системи до distributed smart hydraulics

ВИСНОВКИ

1. Розвиток гідравлічних систем сільськогосподарської техніки має послідовний характер: open-center → closed-center → Load Sensing → електрогідравлічне керування → цифрова інтеграція → електрифіковані та інтелектуальні системи. Основною тенденцією є перехід від постійного формування потоку до керованого забезпечення фактичної потреби споживача.

2. Load Sensing суттєво підвищив ефективність тракторної гідравліки, однак не усунув дросельні втрати та втрати, зумовлені різними рівнями навантаження споживачів. Подальший резерв пов'язаний з електронною координацією тиску і потоку в системі «трактор–агрегат».

3. Електрогідравлічні клапани, сенсори та ECU забезпечили перехід до позиційного, тягового, комбінованого і багатопараметричного керування та створили основу для адаптивної автоматизації робочих процесів.

4. Power Beyond, ISOBUS і Tractor Implement Management змінили взаємодію трактора та агрегату від простого передавання гідравлічної енергії до цифрового обміну командами й параметрами. Electronic Load Sensing є логічним наступним етапом цієї інтеграції.

5. Аналіз серійних тракторів John Deere, Fendt, Case IH, New Holland, CLAAS і Massey Ferguson підтвердив широке використання Load Sensing, електрогідравлічних SCV, Power Beyond та цифрових засобів взаємодії; максимальна подача розглянутих гідросистем становить близько 205–318 л/хв.

6. Перспективними способами подальшого зменшення втрат є Independent Metering, variable-speed electric pump drives, pump-controlled приводи, локальні EHA та рекуперація енергії. Їх доцільність визначатиметься робочим циклом, енергетичним ефектом і складністю системи.

7. Найбільш імовірним напрямом є формування гібридних кіберфізичних електрогідравлічних систем, у яких гідравлічні виконавчі механізми поєднуються з електричними джерелами енергії, сенсорним моніторингом, цифровою комунікацією та адаптивним керуванням.

СПИСОК ПОСИЛАНЬ

Abuowda, K., Okhotnikov, I., Noroozi, S., Godfrey, P., & Dupac, M. (2020). A review of electrohydraulic independent metering technology. ISA Transactions, 98, 364–381. https://doi.org/10.1016/j.isatra.2019.08.057

Agricultural Industry Electronics Foundation [AEF], n.d.. Tractor Implement Management (TIM). https://www.aef-online.org/aef-tim/

Bhola, M., & Wrat, G. (2026). Energy-efficient hydraulics in heavy machinery: Technologies, challenges, and future directions. Sustainability, 18(1), 302. https://doi.org/10.3390/su18010302

Case IH. (n.d.). Magnum series tractors. https://www.caseih.com/en/africamiddleeast/products/tractors/magnum-series

Cheng, M., He, J., Mu, H., Yan, X., Yang, J., Ou, J., Ding, R., Zhang, J., & Xu, B. (2024). Opportunities and challenges of electrohydraulic control systems in the electrification era of non-road mobile machinery. Journal of Advanced Manufacturing Science and Technology, 4(2), 2024001. https://doi.org/10.51393/j.jamst.2024001

CLAAS. (n.d.). AXION 900: Hydraulics. https://www.claas.com/uk-ua/sil-skohospodarski-mashyny/traktory/axion-900-lrc

Ding, R., Sun, G., Zhang, J., Peng, L., Cheng, M., Xu, B., & Yang, H. (2025). A review of independent metering control system for mobile machinery. International Journal of Hydromechatronics, 8(5), 1–39. https://doi.org/10.1504/IJHM.2025.144958

Fendt. (2025). "e-LS connect" simplifies communication of the oil pressure between tractor and implement. https://www.fendt.com/int/e-ls-connect-simplifies-communication-of-the-oil-pressure-between-tractor-and-implement

Fendt. (n.d.). Fendt 700 Vario Gen7: Technical data. https://www.fendt.com/ua/traktori/700-vario-gen7

Jarboe, H. R. (1983). Agricultural load-sensing hydraulic systems. ASAE Distinguished Lecture No. 9, 1–15. https://elibrary.asabe.org/abstract.asp?aid=20428

John Deere. (2005). Using load-sensing hydraulic system (Power Beyond). https://manuals.deere.com/omview/OMAR232106_19/OU1092A_000005C_19_12DEC05_1.htm

John Deere. (2026). 8RX 340 four-track tractor: Specifications. https://www.deere.com/en/tractors/row-crop-tractors/row-crop-8-family/8rx-340-tractor/

Kay, R. E. (1966). Closed-center systems – 1966. SAE Technical Paper 660607. https://doi.org/10.4271/660607

Keller, N., Sciancalepore, A., & Vacca, A. (2023). Condition monitoring of an axial piston pump on a mini excavator. International Journal of Fluid Power, 24(2), 171–206. https://doi.org/10.13052/ijfp1439-9776.2422

Khatti, R. (1973). Load-sensitive hydraulic system for Allis-Chalmers Models 7030 and 7050 agricultural tractors. SAE Technical Paper 730860. https://doi.org/10.4271/730860

Lajunen, A., Sainio, P., Laurila, L., Pippuri-Mäkeläinen, J., & Tammi, K. (2018). Overview of powertrain electrification and future scenarios for non-road mobile machinery. Energies, 11(5), 1184. https://doi.org/10.3390/en11051184

Massey Ferguson. (n.d.). MF 8S Xtra tractors. https://www.masseyferguson.com/uk_ua/product/tractors/mf-8S-Xtra.html

New Holland Agriculture. (2023). New Holland introduces the new T7.340 HD with PLM Intelligence. https://agriculture.newholland.com/uk-ua/ukraine/svit-new-holland/novini/2023/new-holland-prjedstavljae-novij-t7-340-hd-iz-pidtrimkoju-sistjem-plmi

Oksanen, T., & Auernhammer, H. (2021). ISOBUS—The open hard-wired network standard for tractor-implement communication, 1987–2020. ASABE Distinguished Lecture No. 42. https://doi.org/10.13031/913C0121

Paraforos, D. S., Sharipov, G. M., & Griepentrog, H. W. (2019). ISO 11783-compatible industrial sensor and control systems and related research: A review. Computers and Electronics in Agriculture, 163, 104863. https://doi.org/10.1016/j.compag.2019.104863

Qu, S., Fassbender, D., Vacca, A., & Busquets, E. (2021). A high-efficient solution for electro-hydraulic actuators with energy regeneration capability. Energy, 216, 119291. https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.119291

Quan, Z., Quan, L., & Zhang, J. (2014). Review of energy efficient direct pump controlled cylinder electro-hydraulic technology. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 35, 336–346. https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.04.036

Sahu, R. K., & Mandal, S. (2025). Electrohydraulic control system in agricultural tractor – A brief review. Journal of Agricultural Engineering, 62(3), 608–623. https://doi.org/10.52151/jae2025623.1940

Scarlett, A. J. (2001). Integrated control of agricultural tractors and implements: A review of potential opportunities relating to cultivation and crop establishment machinery. Computers and Electronics in Agriculture, 30(1–3), 167–191. https://doi.org/10.1016/S0168-1699(00)00163-0

Sun, X., Lu, Z., Song, Y., Cheng, Z., Jiang, C., Qian, J., & Lu, Y. (2022). Development status and research progress of a tractor electro-hydraulic hitch system. Agriculture, 12(10), 1547. https://doi.org/10.3390/agriculture12101547

Sun, X., Song, Y., Wang, Y., Qian, J., Lu, Z., & Wang, T. (2023). Design and test of a tractor electro-hydraulic-suspension tillage-depth and loading-control system test bench. Agriculture, 13(10), 1884. https://doi.org/10.3390/agriculture13101884

Tian, X., Stump, P., Vacca, A., Fiorati, S., & Pintore, F. (2021). Power-saving solutions for pre-compensated load-sensing systems on mobile machines. Transactions of the ASABE, 64(5), 1435–1448. https://doi.org/10.13031/trans.14376

Tian, X., Guo, X., Stump, P., Vacca, A., Fiorati, S., & Pintore, F. (2024a). A pressure control method for increasing the energy efficiency of the hydraulic system powering agricultural implements. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, 238(6), 1067–1088. https://doi.org/10.1177/09596518241227250

Tian, X., Guo, X., Stump, P., Dessy, G., Vacca, A., Fiorati, S., & Pintore, F. (2024b). New hydraulic control technologies for improving the energy efficiency of the hydraulic system of agricultural tractors and their implements. International Journal of Fluid Power, 25(2), 203–224. https://doi.org/10.13052/ijfp1439-9776.2525

Wang, L., Wang, Y., Dai, D., Wang, X., & Wang, S. (2021). Review of electro-hydraulic hitch system control method of automated tractors. International Journal of Agricultural and Biological Engineering, 14(3), 1–11. https://doi.org/10.25165/j.ijabe.20211403.6175

e-ISSN 2708-9754; ISSN 2307-1699
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, 2026, Вип. 52
AGRICULTURAL MACHINES, 2026, Vol. 52

DISK TYPE FEED DEVICE OF AGRICULTURAL MACHINERY SIMULATION

R. Kirchuk*
Lutsk National Technical University, Lutsk, Ukraine

AGRICULTURAL MACHINES
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Key words:
simulation,
mathematical model,
numerical experiment,
agricultural machinery,
feeding device,
disk mechanism,
motion trajectory.

Article history:
Received 11.092026
Reviewed 28.09.2026
Approved 30.10.2026

Corresponding author:*
kirchukruslan@lutsk-ntu.com.ua

ABSTRACT

The article contains a mathematical model of the operation of disc-type feeders of agricultural machines. These mechanisms are designed to move and feed technological material into the working zone. The relevance of the study is due to the need to increase the efficiency, reliability and resource saving of machines. This is achieved by substantiating their design and operating parameters at the design stage. The purpose of the work is to develop an approach to the formation of mathematical models of disc feeders. Here, the working elements have the shape of cylinders and interact with the surface of the disk. A numerical experiment was conducted on the example of a feeder device of the mechanism for feeding corn cobs to the cutting zone.

To build a mathematical model, a generalized coordinate system and Lagrange equations of the second kind were used. The body motion is represented as the rolling of a cylindrical material particle along a concave surface without slipping. Rotational motion is taken into account. Numerical modeling was performed using the Model Vision Studio 3.2. Based on the results of the numerical experiment, rational parameters of the mechanism were established. The results obtained can be used to substantiate the design and kinematic parameters of the feeding devices of agricultural machines and their further improvement. The proposed approach to simulation creates the possibility of conducting virtual research without manufacturing a significant number of physical samples.

DOI: 10.36910/acm.vi52.2326

To cite this article:
Kirchuk, R. (2026). Disk type feed device of agricultural machinery simulation. *Agricultural Machines*, *52*, 41-50. https://doi.org/10.36910/acm.vi52.2326

e-ISSN 2708-9754; ISSN 2307-1699
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, 2026, Вип. 52
AGRICULTURAL MACHINES, 2026, Vol. 52

УДК 631.3: 519. 6

МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ ЖИВИЛЬНИХ АПАРАТІВ ДИСКОВОГО ТИПУ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН

Р.В. Кірчук*

Луцький національний технічний університет, Луцьк, Україна

AGRICULTURAL MACHINES
АСМ
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Ключові слова:
математичне моделювання,
математична модель,
числовий експеримент,
сільськогосподарські машини,
живильний апарат,
дисковий механізм,
траєкторія руху.

Історія публікації:
Отримано 11.09.2026
Прорецензовано 28.09.2026
Затверджено до друку
30.10.2026

Автор для листування:*
kirchukruslan@lutsk-ntu.com.ua

АНОТАЦІЯ

Розглянуто питання математичного моделювання роботи живильних апаратів дискового типу сільськогосподарських машин, призначених для переміщення та подачі технологічного матеріалу в робочу зону. Актуальність дослідження зумовлена необхідністю підвищення ефективності, надійності та ресурсозбереження машин, шляхом обґрунтування їх конструктивних і режимних параметрів на етапі проектування. Метою роботи є розроблення підходу до формування математичних моделей дискових живильних апаратів, у яких робочі елементи мають форму циліндрів і здійснюють взаємодію з поверхнею диска, а також проведення числового експерименту на прикладі живильного пристрою механізму подачі качанів кукурудзи до зони різання.

Для побудови математичної моделі використано узагальнену систему координат і рівняння Лагранжа другого роду. Рух тіла представлено як кочення циліндричної матеріальної частинки ввігнутою поверхнею без проковзування з урахуванням обертального руху. Числове моделювання виконано із застосуванням середовища Model Vision Studio 3.2. За результатами числового експерименту встановлено раціональні параметри досліджуваного механізму. Отримані результати можуть бути використані для обґрунтування конструктивних і кінематичних параметрів живильних апаратів сільськогосподарських машин та їх подальшого вдосконалення. Запропонований підхід до математичного моделювання створює можливість проведення віртуальних досліджень без виготовлення значної кількості фізичних зразків.

DOI: 10.36910/acm.vi52.2326

Цитувати цю статтю:
Кірчук, Р. В. (2026). Моделювання роботи живильних апаратів дискового типу сільськогосподарських машин. *Сільськогосподарські машини*, *52*, 41-50. https://doi.org/10.36910/acm.vi52.2326

STATE OF THE RESEARCH PROBLEM

Mathematical models and simulation are important for researching and improving agricultural processes. Simulation formalizes the relationships between technical, technological, natural-climatic and economic factors. This allows you to explain the course of the process and predict its results under different operating conditions.

Mathematical modeling is of particular importance for agricultural machinery and technological processes, because the final result is simultaneously influenced by a large number of factors. For example, during the operation of a potato planter, the quality of planting depends on factors, namely: speed of movement, frequency of planting device rotation, size and shape of tubers, parameters of the feeding mechanism, capacity of the hopper, etc. Experimental determination of the optimal combination of parameters requires a lot of time and resources. The mathematical model allows you to study such dependencies theoretically and determine the most rational operating modes.

An important advantage of mathematical models is the ability to predict the results of the technological process. Using the initial parameters, it is possible to assess the machine's productivity, fuel consumption, the quality of the technological operation, the uniformity of the material supply, the degree of its damage, etc. This is especially important for the design of new machines and the modernization of existing structures.

Mathematical models are used to optimize technological processes. Mathematical methods allow determining the following values of design and operating parameters for maximum productivity, minimum energy consumption. For example, for the feeding mechanism of a potato planter, the model can establish the relationship between the speed of movement of the planting device, the number of captured tubers and the distance between them in the row.

Simulation is used to study processes that are difficult or expensive to conduct experiments with. A mathematical model changes the values of factors over a wide range and estimates the possible result without manufacturing a large number of test specimens. A physical experiment does not lose its value, but is used to verify the adequacy of the model and refine its parameters.

The application of mathematical models in modern digital and automated agriculture is promising. Models can be used for decision support systems, automatic control of agricultural machinery, yield forecasting, determination of optimal timing of technological operations, and rational use of material and energy resources.

Thus, a mathematical model is a tool for virtual research of the agricultural process. Its presence allows you to establish relationships between process parameters, predict its results, find optimal operating modes and justify design solutions. Therefore, mathematical modeling is one of the important methods for increasing the efficiency, productivity, reliability and resource conservation of modern agricultural production.

Nowadays, many researchers of agricultural processes and machines use mathematical modeling apparatus *(Liu Jianjun,2012; Jian Sun et al., 2023; Ange-Lionel Toba et al., 2020; Bhavik Shah, 2026; J.C. Ascough II, et al., 2008; Pozhydayev, 2011; Dudarev I. &Kirchuk R., 2014; Vasylkovsky O. et al., 2016)*. This is the basis of theoretical research of the machine being designed. In addition, the development of specialized software, mathematical packages help to form complex models and perform numerical experiments.

For example, it is proposed to develop a model of the feeding device of disk-shaped agricultural units used in seed drills and other machines.

The purpose is the study is to develop a methodology for forming mathematical models of agricultural machines that have the form of disks and roll one after another. To develop a methodology and perform a numerical experiment of process modeling on the example of a laboratory sample of a feeder for a corn cob cutting device.

MATERIALS AND METHODS

The object of the study was the process of moving and loading agricultural materials into the processing zone. The subject of the study is the regularities of the movement of cylindrical bodies along the surface of the disk of the feeder mechanism. The research included a review of literature sources. Based on the analysis of the research, the main types of mathematical models used to describe such processes were identified.

Simulation process of created model is based on the model building methodology proposed by *Petr Vasylenko (1960,1980,1990)*. The mathematical apparatus was based on the use of a generalized coordinate system and the Lagrange's equations of the second kind. The numerical experiment was performed using the software product Model Vision Studium 3.2.

RESULTS OF THE STUDY AND DISCUSSION

The feeding mechanisms of agricultural machines are designed to collect, dose and evenly feed technological material from a hopper or storage tank to the actuator. In potato planters, the feeding mechanism captures individual tubers from the hopper and feeds them to the opener at the required frequency.

In a typical potato planter (**Fig. 1**), tubers are loaded into a hopper and then into a feeding mechanism. Its main task is to separate the tubers from each other and form a uniform flow of planting material. Chain conveyor, spoon, bucket, disc or belt feeding mechanisms are most often used. The design depends on the type of potato planter, the method of dosing and the required planting rate.

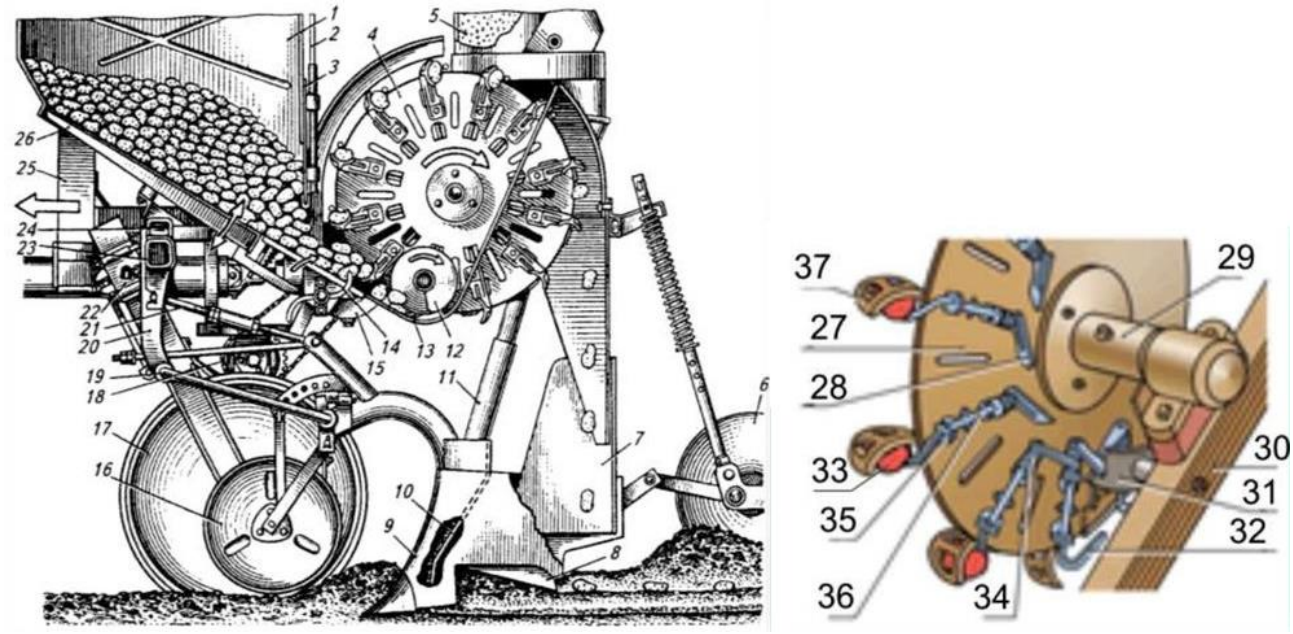


Fig.1 - Potato planter СН-4Б:
1- load hopper, 2- side frame, 3- gate, 4- side-frame device, 5- fertilizer distributor, 6- thorough disk, 7- canal bridge, 8- muck, 9- furrow-opener, 10- spreader plate, 11- fertilizer tube, 12- screw conveyer, 13- feeding bucket, 14- activator, 15- reducer, 16- gauge-wheel, 17- fifth wheel, 18- counter drive, 19- lower link, 20- console, 21- upper drawbar, 22- support wheel stand, 23-support wheel timber, 24- frame support timber, 25- hitch, 26-shaker, 27-disk, 28- clamping shank, 29- shaft, 30- frame, 31- guiding device, 32- clamping spindle,33- potato tuber, 34- spring, 35- fixed member, 36- clamp, 37- spoon.

The main requirements for feeding mechanisms are that the mechanism must ensure:
- uniform supply of planting material;
- minimal damage to tubers;
- reliable separation of individual tubers;
- stable operation with different sizes and shapes of tubers;
- the ability to adjust the planting rate;
- minimal clogging of the mechanism;
- coordination of the speed of movement of the feeding organ with the speed of movement of the unit.

A similar principle is used not only in potato planters. In agricultural machines, screw, belt, scraper, chain, coil, honeycomb, disc and pneumatic feeding mechanisms are used.

For example, in grain seeders, the coil mechanism doses seeds from the hopper, in pneumatic seeders, the seeds are selected by vacuum or excess pressure, and in fertilizer spreaders, the feeding mechanism provides fertilizer supply to the spreading body.

Thus, the feeding mechanism is an intermediate link between the hopper and the working body of the machine. Its design largely determines the uniformity of the technological process, the productivity of the machine and the quality of the operation.

Effective energy-saving drying technology requires the use of mechanical process intensification systems. Such systems require the modernization of drying complexes. Plant raw materials have specific characteristics, and therefore these mechanisms allow: to loosen and mix the grain layer, increase the contact area of the drying agent with the wet material, direct the flows of the drying agent, etc.

One way to reduce energy consumption for post-harvest processing is to increase the contact area between the surface of the material and the drying agent (*Panasyuk S. (2008)*). For corn, this is done by dividing the cob into parts (**Fig. 2**). For legumes, such as soybeans, this effect is achieved by scoring the surface of the grain (**Fig. 3**) before loading into the dryer (*Kopets K. (2016)*).

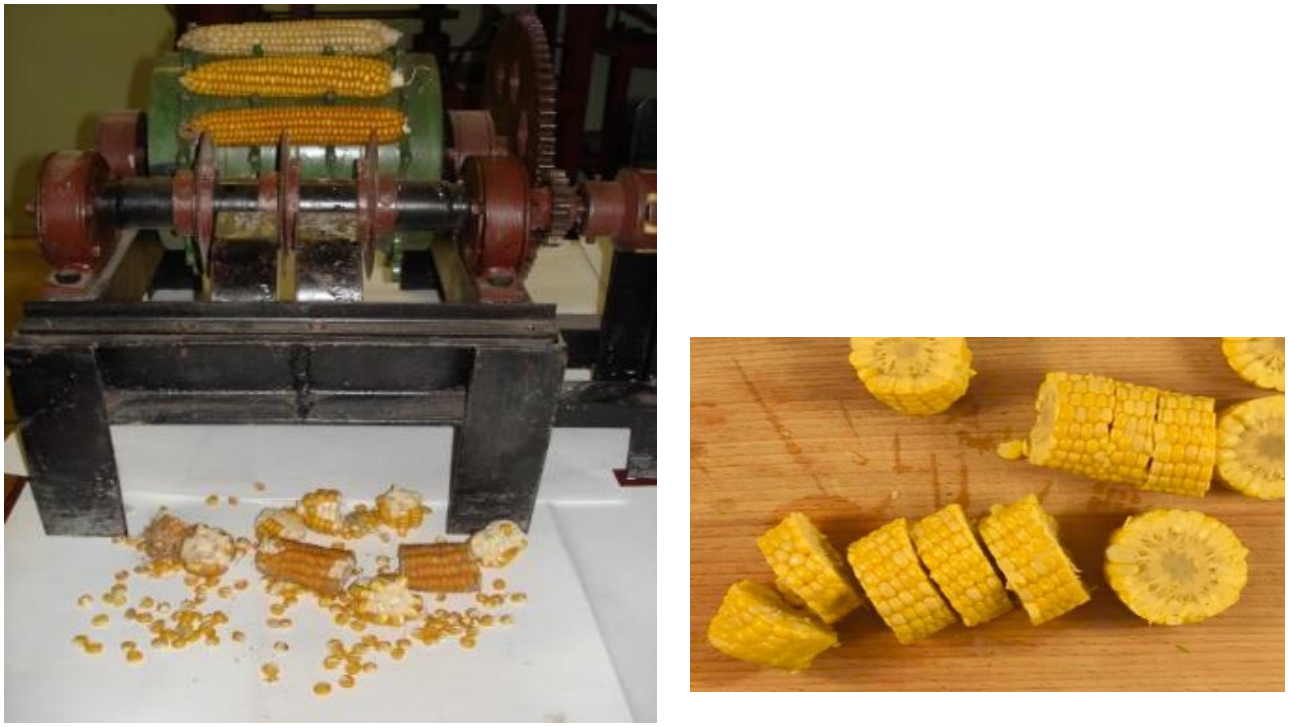


Fig.2 – Corn cob crushing mechanism



Fig.3 – Mechanism of cutting soybean hulls

The movement of the cob can be represented as a set of translational motions around point *O*. Here, the motion occurs with angular velocity ω and relative motion, which is the rolling of the cylinder with rotational velocity Ω by a concave cylindrical holding surface. The angular velocity of the drum rotation ω is insignificant, so the force of inertia can be neglected.

As a result, with an accuracy acceptable for engineering calculations, the movement of the cob can be considered as the rolling of a cylindrical particle with radius r and mass m along a concave cylindrical surface with radius R. In turn, the cylindrical surface rotates around the point *O* with angular velocity ω. In the proposed model, this is taken into account by changing the angles of application of forces to the cylindrical particle (cob) with time.

To solve the problem, the following assumptions must be made:

- the cob is considered as a cylindrical material particle with a rough surface;
- the material particle during the rotation from position *A* to position *B* moves by rolling without slipping along the concave cylindrical surface;
- the feed drum rotates with a constant angular velocity ω;
- the movement of the cob begins from a rest position at point A_1.

The following forces act on a material particle: the weight of the particle $P = mg$, the normal pressure force to the particle from the side of the cylindrical surface N, the friction force T.

The system of differential equations describing the motion of the cob will have the form:

$$m(R-r)\ddot{\varphi} = -P\sin(\varphi - \omega t) - T, \tag{1}$$

$$m(R-r)\dot{\varphi}^2 = N - P\cos(\varphi - \omega t), \tag{2}$$

$$m\rho^2\ddot{\Omega} = Tr, \tag{3}$$

where Ω - the angle of rotation of the head relative to its own axis of rotation;

φ - the angle by which the plane passing through the center of mass of the particle point O_k and the axis of rotation of the imaginary cylinder point O_1 deviates;

ωt - angle of rotation of the feed cylinder around the point *O*;

ρ - radius of inertia of the cylinder.

In this case $\rho = \frac{r}{\sqrt{2}}$.

Since a cylindrical particle rolls on a cylindrical surface without slipping, we can write:

$$\Omega r = \varphi R. \tag{4}$$

Where

$$\varphi = \frac{r}{R}\Omega. \tag{5}$$

From equation (3) we obtain the expression for the friction force:

$$T = \frac{m\rho^2\ddot{\Omega}}{r}. \tag{6}$$

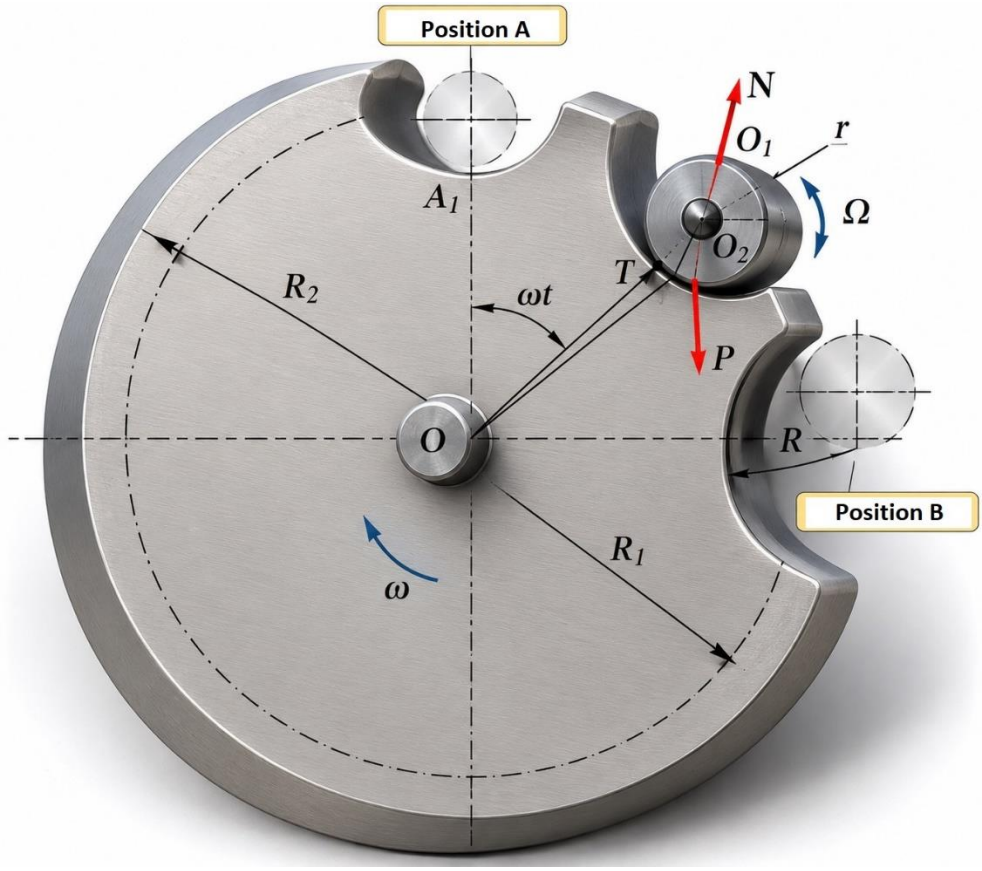


Fig.4 - Calculation scheme of movement

Substituting expressions (5) and (6) into (3), we obtain:

$$m(R-r)\frac{r}{R}\ddot{\Omega} = -P\sin\left(\frac{r}{R}\Omega - \omega t\right) - \frac{m\rho^2\ddot{\Omega}}{r}. \tag{7}$$

From equation (7) we have:

$$\ddot{\Omega} = -P\sin\left(\frac{r}{R}\Omega - \omega t\right) - \left[m(R-r)\frac{r}{R} + \frac{m\rho^2}{r}\right],$$

or

$$\frac{d^2\Omega}{dt^2} = -P\sin\left(\frac{r}{R}\Omega - \omega t\right) - m\left[(R-r)\frac{r}{R} + \frac{r}{2}\right]. \tag{8}$$

The solution of equation (8) allows us to conduct a kinematic analysis of the mechanism as a whole by interrelating the determining parameters of the mechanism. These parameters are the radii R, R_1,R_2 and the angular velocity of rotation of the drum ω.

It is advisable to solve equation (8) and analyze the parameters of the mechanism by setting up and conducting a numerical experiment. The numerical experiment is based on the use of numerical methods for solving the proposed mathematical model and visualizing the process.

Simulation can be carried out using the dynamic process modeling system Model Vision Studio 3.2. The result is the construction of graphs of the movement of the center of mass of the head relative to the axis of rotation of the feed drum point *O* and the formation of a video image of the movement of the head until it enters the processing zone. An example of the solution is shown in **Fig. 5**.

Analysis of the results of the numerical experiment, which can be represented by a system of graphs (**Fig. 6**, **Fig.7**), showed that the rational parameters of the mechanism are: angular rotation speed $\omega = 1.2\ s^{-1}$, diameter of the feed drum $D = 0.21$ m, diameter of the holding hole $d = 0.06$ m.

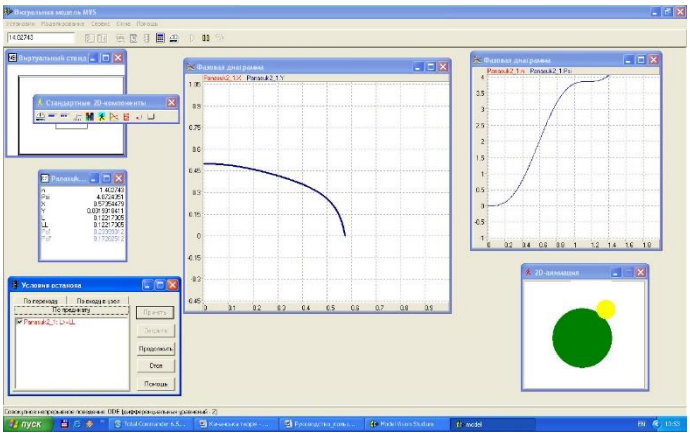


Fig.5 - Movement simulation of the head of corn by Model Vision Studio 3.2

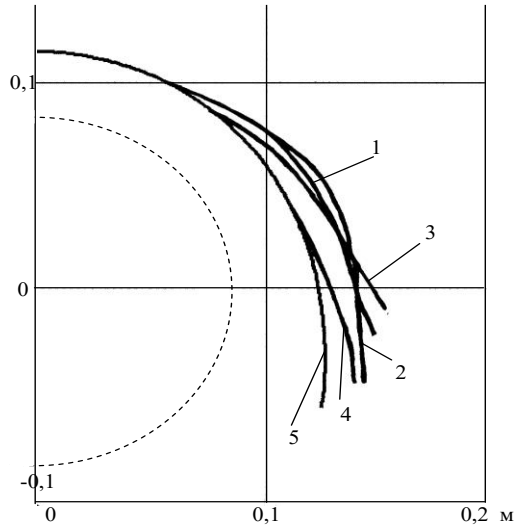


Fig.6 - The trajectory of the cylinder (cob) when feeding into the processing zone:
1) ω=0,1 c^{-1};
2) ω=0,3 c^{-1};
3) ω=0,6 c^{-1};
4) ω=0,9 c^{-1};
5) ω=1,2 c^{-1}.

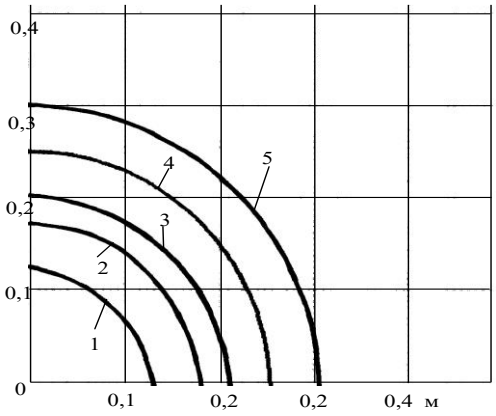


Fig.7 - The trajectory of the cylinder (cob) when feeding into the processing zone:
1) R_1=0,12м, R=0,03м;
2) R_1=0,17м, R=0,05м;
3) R_1=0,20м, R=0,08м;
4) R_1=0,25м, R=0,10м;
5) R_1=0,30м, R=0,12м.

CONCLUSIONS

The article reviews the basic mechanisms of feeding (feeding to the processing zone), which are a system of cylinders, and their scope of application. As a result of theoretical research and calculation using a mathematical model, rational parameters of the device for feeding corn cobs to the cutting zone were calculated. In the model, the movement of the cylinder (cob) is represented as the rolling of a cylindrical material particle along a concave cylindrical surface without slipping, taking into account the rotational motion of the feeding drum. Numerical modeling of the cob movement was carried out and the influence of the angular velocity of the feeding drum and the geometric parameters of the device on the trajectory of the cob movement in the direction of the cutting zone was investigated. The results obtained can be used when designing and improving the feeding devices of agricultural machines and units. The implementation of the proposed method of preparing the material creates technological prerequisites for the application of energy-saving technologies for its further processing. Further research should be directed at experimental verification of the obtained rational parameters and establishing their influence on the stability of the feeding mechanism and the quality and energy performance of the operation.

СПИСОК ПОСИЛАНЬ

Abuowda, K., Okhotnikov, I., Noroozi, S., Godfrey, P., & Dupac, M. (2020). A review of electrohydraulic independent metering technology. ISA Transactions, 98, 364–381. https://doi.org/10.1016/j.isatra.2019.08.057

Agricultural Industry Electronics Foundation [AEF], n.d.. Tractor Implement Management (TIM). https://www.aef-online.org/aef-tim/

Bhola, M., & Wrat, G. (2026). Energy-efficient hydraulics in heavy machinery: Technologies, challenges, and future directions. Sustainability, 18(1), 302. https://doi.org/10.3390/su18010302

Case IH. (n.d.). Magnum series tractors. https://www.caseih.com/en/africamiddleeast/products/tractors/magnum-series

Cheng, M., He, J., Mu, H., Yan, X., Yang, J., Ou, J., Ding, R., Zhang, J., & Xu, B. (2024). Opportunities and challenges of electrohydraulic control systems in the electrification era of non-road mobile machinery. Journal of Advanced Manufacturing Science and Technology, 4(2), 2024001. https://doi.org/10.51393/j.jamst.2024001

CLAAS. (n.d.). AXION 900: Hydraulics. https://www.claas.com/uk-ua/sil-skohospodarski-mashyny/traktory/axion-900-lrc

Ding, R., Sun, G., Zhang, J., Peng, L., Cheng, M., Xu, B., & Yang, H. (2025). A review of independent metering control system for mobile machinery. International Journal of Hydromechatronics, 8(5), 1–39. https://doi.org/10.1504/IJHM.2025.144958

Fendt. (2025). “e-LS connect” simplifies communication of the oil pressure between tractor and implement. https://www.fendt.com/int/e-ls-connect-simplifies-communication-of-the-oil-pressure-between-tractor-and-implement

Fendt. (n.d.). Fendt 700 Vario Gen7: Technical data. https://www.fendt.com/ua/traktori/700-vario-gen7

Jarboe, H. R. (1983). Agricultural load-sensing hydraulic systems. ASAE Distinguished Lecture No. 9, 1–15. https://elibrary.asabe.org/abstract.asp?aid=20428

John Deere. (2005). Using load-sensing hydraulic system (Power Beyond). https://manuals.deere.com/omview/OMAR232106_19/OU1092A_000005C_19_12DEC05_1.htm

John Deere. (2026). 8RX 340 four-track tractor: Specifications. https://www.deere.com/en/tractors/row-crop-tractors/row-crop-8-family/8rx-340-tractor/

Kay, R. E. (1966). Closed-center systems – 1966. SAE Technical Paper 660607. https://doi.org/10.4271/660607

Keller, N., Sciancalepore, A., & Vacca, A. (2023). Condition monitoring of an axial piston pump on a mini excavator. International Journal of Fluid Power, 24(2), 171–206. https://doi.org/10.13052/ijfp1439-9776.2422

Khatti, R. (1973). Load-sensitive hydraulic system for Allis-Chalmers Models 7030 and 7050 agricultural tractors. SAE Technical Paper 730860. https://doi.org/10.4271/730860

Lajunen, A., Sainio, P., Laurila, L., Pippuri-Mäkeläinen, J., & Tammi, K. (2018). Overview of powertrain electrification and future scenarios for non-road mobile machinery. Energies, 11(5), 1184. https://doi.org/10.3390/en11051184

Massey Ferguson. (n.d.). MF 8S Xtra tractors. https://www.masseyferguson.com/uk_ua/product/tractors/mf-8S-Xtra.html

New Holland Agriculture. (2023). New Holland introduces the new T7.340 HD with PLM Intelligence. https://agriculture.newholland.com/uk-ua/ukraine/svit-new-holland/novini/2023/new-holland-prjedstavljae-novij-t7-340-hd-iz-pidtrimkoju-sistjem-plmi

Oksanen, T., & Auernhammer, H. (2021). ISOBUS—The open hard-wired network standard for tractor-implement communication, 1987–2020. ASABE Distinguished Lecture No. 42. https://doi.org/10.13031/913C0121

Paraforos, D. S., Sharipov, G. M., & Griepentrog, H. W. (2019). ISO 11783-compatible industrial sensor and control systems and related research: A review. Computers and Electronics in Agriculture, 163, 104863. https://doi.org/10.1016/j.compag.2019.104863

Qu, S., Fassbender, D., Vacca, A., & Busquets, E. (2021). A high-efficient solution for electro-hydraulic actuators with energy regeneration capability. Energy, 216, 119291. https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.119291

Quan, Z., Quan, L., & Zhang, J. (2014). Review of energy efficient direct pump controlled cylinder electro-hydraulic technology. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 35, 336–346. https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.04.036

Sahu, R. K., & Mandal, S. (2025). Electrohydraulic control system in agricultural tractor – A brief review. Journal of Agricultural Engineering, 62(3), 608–623. https://doi.org/10.52151/jae2025623.1940

Scarlett, A. J. (2001). Integrated control of agricultural tractors and implements: A review of potential opportunities relating to cultivation and crop establishment machinery. Computers and Electronics in Agriculture, 30(1–3), 167–191. https://doi.org/10.1016/S0168-1699(00)00163-0

Sun, X., Lu, Z., Song, Y., Cheng, Z., Jiang, C., Qian, J., & Lu, Y. (2022). Development status and research progress of a tractor electro-hydraulic hitch system. Agriculture, 12(10), 1547. https://doi.org/10.3390/agriculture12101547

Sun, X., Song, Y., Wang, Y., Qian, J., Lu, Z., & Wang, T. (2023). Design and test of a tractor electro-hydraulic-suspension tillage-depth and loading-control system test bench. Agriculture, 13(10), 1884. https://doi.org/10.3390/agriculture13101884

Tian, X., Stump, P., Vacca, A., Fiorati, S., & Pintore, F. (2021). Power-saving solutions for pre-compensated load-sensing systems on mobile machines. Transactions of the ASABE, 64(5), 1435–1448. https://doi.org/10.13031/trans.14376

Tian, X., Guo, X., Stump, P., Vacca, A., Fiorati, S., & Pintore, F. (2024a). A pressure control method for increasing the energy efficiency of the hydraulic system powering agricultural implements. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, 238(6), 1067–1088. https://doi.org/10.1177/09596518241227250

Tian, X., Guo, X., Stump, P., Dessy, G., Vacca, A., Fiorati, S., & Pintore, F. (2024b). New hydraulic control technologies for improving the energy efficiency of the hydraulic system of agricultural tractors and their implements. International Journal of Fluid Power, 25(2), 203–224. https://doi.org/10.13052/ijfp1439-9776.2525

Wang, L., Wang, Y., Dai, D., Wang, X., & Wang, S. (2021). Review of electro-hydraulic hitch system control method of automated tractors. International Journal of Agricultural and Biological Engineering, 14(3), 1–11. https://doi.org/10.25165/j.ijabe.20211403.6175

e-ISSN 2708-9754; ISSN 2307-1699
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, 2026, Вип. 52
AGRICULTURAL MACHINES, 2026, Vol. 52

ENSURING TECHNOLOGICAL SAFETY OF LAND OCCUPIED BY UNAUTHORISED LANDFILLS USING BIORECLAMATION METHODS

V. Fedoniuk*, S. Pankevych, M. Fedoniuk

Lutsk National Technical University, Lutsk, Ukraine

AGRICULTURAL MACHINES
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Key words:
Volyn Oblast, bioremediation, phytoremediation, unauthorised landfill, phytoremediant, environmental assessmen

Article history:
Received 11.09.2026
Reviewed 29.09.2026
Approved 30.10.2026

Corresponding author:*
ecolutsk@gmail.com

ABSTRACT

This study analyses current patterns in the formation, development, localisation, spatial distribution, structure and characteristic features of unauthorised rubbish dumps in local communities in the Volyn Oblast of Ukraine. It reveals the main mechanisms behind their emergence, their typical morphological composition and the specifics of their territorial distribution. It identifies the key environmental problems caused by the increase in the number of unauthorised rubbish dumps in the Volyn Oblast, and explores effective ways of addressing them. One of the promising approaches identified is the application of bioremediation methods, specifically the method of phytoremediation, to restore disturbed and contaminated land that was previously used as landfill sites or has suffered their adverse effects.

A set of graphical materials (diagrams, tables) has been compiled, providing a comprehensive overview of the current state of the environmental problem under investigation within the territory of the Volyn region. The significance of the phytoremediation method as a component of a system of environmental protection measures aimed at ensuring the region's technological safety and minimising the negative consequences of the operation of unauthorised landfill sites has been analysed. Information has been summarised regarding the natural-landscape and socio-economic factors influencing the emergence and spatial spread of unauthorised landfill sites in the region. Priority areas have been identified for the development of measures to improve the environmental condition of land degraded as a result of unauthorised landfill sites or their adjacent impact. Practical recommendations have been put forward aimed at ensuring environmental safety and reducing the negative impact of these anthropogenic environmental factors on the environment.

DOI: 10.36910/acm.vi52.2327

To cite this article:
Fedoniuk, V., Pankevych, S. & Fedoniuk, M. (2026). Ensuring technological safety of land occupied by unauthorised landfills using bioreclamation methods. *Agricultural Machines*, *52*, 51-61. https://doi.org/10.36910/acm.vi52.2327

e-ISSN 2708-9754; ISSN 2307-1699
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, 2026, Вип. 52
AGRICULTURAL MACHINES, 2026, Vol. 52

УДК 622.693.26:504.53.062

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ТЕХНОГЕННОЇ БЕЗПЕКИ ЗЕМЕЛЬ, ЗАЙНЯТИХ НЕСАНКЦІОНОВАНИМИ СМІТТЄЗВАЛИЩАМИ, МЕТОДАМИ БІОРЕКУЛЬТИВАЦІЇ

В.В. Федонюк*, С.Г. Панькевич, М.А. Федонюк

Луцький національний технічний університет, Луцьк, Україна

AGRICULTURAL MACHINES
АСМ
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Ключові слова:
Волинська область, біорекультивація, фіторемедіація, стихійне сміттєзвалище, фіторемедіант, екологічна оцінка

Історія публікації:
Отримано 11.09.2026
Прорецензовано 29.09.2026
Затверджено до друку 30.10.2026

****Автор для листування:***
ecolutsk@gmail.com

АНОТАЦІЯ

У дослідженні проаналізовано сучасні закономірності формування, розвитку, локалізації, просторового поширення, структури й характерних особливостей стихійних сміттєзвалищ у територіальних громадах Волинської області України. Розкрито основні механізми їх виникнення, типовий морфологічний склад та специфіку територіального розміщення. Встановлено ключові екологічні проблеми, зумовлені зростанням кількості несанкціонованих сміттєзвалищ у Волинській області, а також здійснено пошук ефективних шляхів їх вирішення. Одним із перспективних напрямів визначено застосування біорекультиваційних методів, а саме – методу фіторемедіації для відновлення порушених і забруднених земель, які певний час використовувалися під сміттєзвалища або зазнали їх негативного впливу.

Сформовано комплекс графічних матеріалів (схеми, таблиць), що всебічно характеризують сучасний стан досліджуваної екологічної проблеми в межах території Волинської області. Проаналізовано значення методу фіторемедіації як складової системи природоохоронних заходів, спрямованих на забезпечення техногенної безпеки регіону і мінімізацію негативних наслідків функціонування стихійних сміттєзвалищ. Узагальнено інформацію щодо природно-ландшафтних і соціально-економічних чинників, які впливають на виникнення та просторове поширення стихійних сміттєзвалищ у регіоні. Визначено пріоритетні напрями розроблення заходів з оптимізації екологічного стану земель, порушених унаслідок розміщення несанкціонованих сміттєзвалищ або їх суміжного впливу. Запропоновано практичні рекомендації, спрямовані на забезпечення екологічної безпеки та зменшення негативного впливу зазначених антропогенних екологічних чинників на довкілля.

DOI: 10.36910/acm.vi52.2327

Цитувати цю статтю:
Федонюк, В. В., Панькевич, С. Г., & Федонюк, М. А. (2026). Забезпечення техногенної безпеки земель, зайнятих несанкціонованими сміттєзвалищами, методами біорекультивації. *Сільськогосподарські машини*, *52*, 51-61. https://doi.org/10.36910/acm.vi52.2327

СТАН ПИТАННЯ ТА АНАЛІЗ ПУБЛІКАЦІЙ

На сучасному етапі суспільного розвитку дедалі більше загострюються екологічні проблеми, зумовлені інтенсивним антропогенним впливом на природне середовище. Одним із найбільш помітних проявів цього процесу є постійне зростання обсягів утворення твердих побутових відходів (далі – ТПВ) і збільшення кількості несанкціонованих місць їх накопичення та захоронення. В Україні ця проблема особливо відчутна на регіональному та місцевому рівнях, де значна частина відходів розміщується без дотримання вимог природоохоронного законодавства. На території Волинської області функціонування стихійних сміттєзвалищ створює суттєві ризики для стану ґрунтового покриву, поверхневих і підземних вод, атмосферного повітря, природних екосистем та здоров'я населення. Такі об'єкти виступають осередками накопичення небезпечних забруднювачів, зокрема важких металів, нафтопродуктів, поліциклічних ароматичних вуглеводнів та інших токсичних сполук, здатних поширюватися у природних компонентах і формувати довготривалі зони техногенного забруднення.

У сучасних умовах реалізації засад сталого розвитку, визначених міжнародними нормативними документами, зокрема Цілями сталого розвитку Організації Об'єднаних Націй, законодавством України (*Закон України «Про охорону навколишнього природного середовища», 1991; Закон України «Про Основні засади (стратегію) державної екологічної політики України на період до 2030 року», 2019; Закон України «Про управління відходами», 2023*), а також у контексті євроінтеграційного курсу України, який передбачає гармонізацію національного природоохоронного законодавства з європейськими стандартами, особливого значення набуває впровадження екологічно безпечних і ресурсо-ефективних технологій відновлення деградованих територій (*Домусчи та ін., 2025*). Одним із найбільш перспективних природо-орієнтованих напрямів є біорекультивація – комплекс заходів, спрямованих на відновлення екологічних властивостей порушених або забруднених земель шляхом використання живих організмів, насамперед рослин, або мікроорганізмів і ґрунтової біоти, для поліпшення фізичних, хімічних та біологічних характеристик ґрунту, зниження концентрації забруднювальних речовин, відновлення природних біогеохімічних процесів і забезпечення повернення територій до екологічно безпечного та господарськи придатного стану (*Малишева, 2007, Федонюк та ін., 2016*). Одним із підвидів біорекультивації, який називають найбільш природо-орієнтованим, є фіторемедіація – комплекс методів очищення забруднених ґрунтів (чи водного середовища) із використанням рослин та пов'язаних із ними ґрунтових мікроорганізмів (*Корсун та ін., 2014; Smith, 2018*). Порівняно з традиційними інженерними методами рекультивації цей підхід характеризується значно меншими фінансовими витратами, невисокою енергоємністю, можливістю поєднання процесів очищення із ландшафтною реабілітацією територій та підвищенням їх природної й екологічної цінності (*Петренко, 2022; Цицюра та ін., 2022*). Можливості використання методів фіторемедіації для техногенно забруднених земель досліджували у своїх працях *Корсун С. Г., Давидюк Г. В., Клименко І. І., Довбаш Н. І., Хмара Т. М. (2014), Пузняк О.М. (2008), Цицюра Я. Г., Шкатула Ю. М., Забарна Т. А., Пелех Л. В. (2022), Шевель Д.О., Дьяконов В.І. (2020).* Окремі роботи були присвячені саме аналізові можливостей використання фіторемедіації при біорекультивації сміттєзвалищ (*Петренко, 2022*). Проте для території Волинської області такі дослідження не проводилися. Водночас проблема ліквідації стихійних сміттєзвалищ та відновлення порушених земель дуже гостро стоїть у регіоні: за даними *Державної екологічної інспекції (2025*), таких сміттєзвалищ виявлено на території області понад 3000. Комплекс заходів для подолання даної проблеми передбачено *Регіональною екологічною програмою «Екологія 2023 - 2026» (2023)*, стан питання постійно висвітлюється засобами масової інформації регіонального рівня (*ЕкоРайон, 2025*).

Для Волинської області, природне середовище якої представлене значними площами сільськогосподарських угідь, лісових масивів і водно-болотних комплексів (*Федонюк та ін., 2019*), проблема деградації земель унаслідок несанкціонованого складування відходів має комплексний характер і супроводжується як екологічними, так і соціально-економічними наслідками. Забруднення ґрунтового покриву негативно позначається на продуктивності агроландшафтів, якості сільськогосподарської продукції, стані природних екосистем, біологічному різноманітті та рекреаційній привабливості території. За таких умов використання фіторемедіаційних технологій може стати одним із найбільш ефективних інструментів відновлення порушених земель, покращення екологічного стану територій та формування безпечного для населення навколишнього природного

середовища. В сучасних умовах кліматичних змін, які були детально проаналізовані для Волині у працях *Федонюк В.В., Мерленка І.М., Федонюка М.А., Линюка Р.В., Ковальчук Н.С. (2019), Мерленка І.М., Федонюк В.В., Мерленко Н.О. (2021)*, виникає потреба в оновленні методик фіторемедіації у контексті зміни сприятливості біокліматичних умов зростання окремих видів рослин-фіторемедіантів, розширенні можливостей щодо використання для таких цілей видів, раніше непритаманних для кліматичних умов зони Полісся (*Моцик та ін., 2023; Цицюра та ін., 2022; Khan et al, 2020*).

Таким чином, актуальність теми даного дослідження визначається необхідністю пошуку ефективних шляхів зменшення негативного впливу стихійних сміттєзвалищ на довкілля Волинської області, а також потребою впровадження сучасних природо-орієнтованих технологій рекультивації забруднених земель. Водночас недостатня вивченість регіональних аспектів застосування фіторемедіації, обмежена кількість науково обґрунтованих рекомендацій щодо добору видового складу рослин залежно від характеру забруднення та ґрунтово-кліматичних умов регіону, зумовлюють необхідність проведення комплексних наукових досліджень у даному напрямі.

МЕТА І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою дослідження є аналіз та наукове обґрунтування доцільності та перспектив використання технологій біорекультивації, зокрема – фіторемедіації, для екологічного відновлення територій, порушених несанкціонованими сміттєзвалищами, а також прилеглих до них земель у межах територіальних громад Волинської області України.

Для реалізації поставленої мети було визначено наступні *завдання*:

- здійснити аналіз сучасного стану проблеми функціонування несанкціонованих сміттєзвалищ у Волинській області та оцінити їхній вплив на основні компоненти навколишнього природного середовища;
- дослідити характерні види забруднювальних речовин, властивих стихійним сміттєзвалищам, і проаналізувати особливості їх поширення та міграції у ґрунтовому середовищі;
- узагальнити теоретичні основи застосування фіторемедіаційних технологій та розкрити механізми їх функціонування, зокрема фітоекстракції, фітостабілізації, фітодеградації, ризофільтрації та інших методів;
- обґрунтувати критерії відбору рослин-фіторемедіантів з урахуванням природних, кліматичних і ґрунтових особливостей території Волинської області;
- визначити перспективність та можливу результативність використання фіторемедіаційних технологій для очищення конкретних ділянок, зайнятих несанкціонованими сміттєзвалищами;
- сформувати практичні рекомендації щодо впровадження фіторемедіаційних заходів у систему екологічного відновлення та реабілітації порушених територій.

Об'єктом дослідження є території, зайняті несанкціонованими сміттєзвалищами, а також суміжні з ними земельні ділянки, що зазнали техногенного впливу, та їх екологічний стан. *Предметом* дослідження виступають процеси фіторемедіації забруднених ґрунтів та оцінка можливостей їх практичного використання для екологічної реабілітації деградованих територій.

МАТЕРІАЛИ І МЕТОДИ

Для виконання поставлених завдань було застосовано аналітичні методи збору інформації і вивчення географії розміщення, типів та особливостей екологічного стану територій стихійних сміттєзвалищ та прилеглих земельних ділянок в межах територіальних громад Волинської області, метод експертних оцінок, методи порівняння і аналогії, методи аналізу та моделювання екологічної ситуації з метою оцінки перспектив оптимізації екологічного стану території дослідження.

Було проведено аналіз та статистичну оцінку інформації у ЗМІ, в соцмережах та інших відкритих джерелах (оприлюднені звіти державних органів, територіальних громад, тощо), яка стосувалася актуальності проблеми виявлення та ліквідації стихійних сміттєзвалищ у Волинській області протягом 5 років (2021 – 2025 рр.), зібрано та узагальнено відповідні статистичні показники.

Результати аналізу представлені графічно, для чого використовувалися стандартні інструменти математично-статистичного і графічного аналізу у програмі Excel.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ОБГОВОРЕННЯ

Поширення стихійних (несанкціонованих) сміттєзвалищ в Україні є однією з найсерйозніших екологічних проблем, що відображає системні недоліки у сфері управління твердими побутовими

відходами. На відміну від офіційних полігонів, діяльність яких здійснюється відповідно до вимог природоохоронного законодавства та перебуває під державним екологічним наглядом, несанкціоновані місця накопичення відходів виникають поза межами організованої системи збору, транспортування, оброблення та захоронення. Це призводить до істотного зростання екологічних ризиків, погіршення санітарно-гігієнічного стану територій і негативного впливу на навколишнє природне середовище. Відповідно до даних *Державної екологічної інспекції (2025),* у державі щорічно утворюється близько 10–12 млн. тон твердих побутових відходів, понад 90 % яких видаляється шляхом захоронення на полігонах і сміттєзвалищах. Разом із тим значний обсяг відходів не охоплюється офіційною системою поводження та потрапляє до несанкціонованих місць складування. Найчастіше такі звалища виникають у лісових масивах і лісосмугах, вздовж автомобільних доріг, у балках і ярах, на заплавних територіях річок, а також на периферії населених пунктів. За експертними оцінками *Державної екологічної інспекції (2025)*, щороку на території країни фіксується від 20 до 30 тисяч нових випадків утворення стихійних сміттєзвалищ різної площі та обсягу накопичених відходів. Їх загальна площа через відсутність повного обліку та постійну зміну кількості залишається невизначеною, однак, за попередніми оцінками, сягає кількох тисяч гектарів. Особливо гострою є ця проблема у сільській місцевості та невеликих громадах, де відсутня інфраструктура збору ТПВ. Рівень централізованого вивезення побутових відходів у містах України становить понад 80 %, тоді як у сільській місцевості цей показник часто не перевищує 40–50 % (*Цицюра та ін., 2022*). У таких умовах населення змушене самостійно вирішувати проблему утилізації сміття, що нерідко призводить до формування стихійних звалищ. Отже, проблема стихійних сміттєзвалищ має системний характер, поєднуючи екологічні, економічні та соціальні ризики. Її вирішення є необхідною передумовою забезпечення екологічної безпеки і формування засад сталого розвитку територій, у тому числі на регіональному рівні.

Регіонально спостерігається значна неоднорідність у розподілі стихійних звалищ по території України. Найбільша їх кількість виявлена у Дніпропетровській області (5 987 об’єктів); Київській області (4 762 об’єкти); Одеській області (3 891 об’єкт); Львівській області (3 544 об’єкти) та Харківській області (3 112 об’єктів). Найменше в Україні зафіксовано стихійних звалищ у Чернігівській області (1 112 об’єктів) та у Херсонській області – 1 027 об’єктів (*Цицюра та ін., 2022*).

Волинська область належить до регіонів із середнім значенням даного показника, кількість стихійних сміттєзвалищ складає близько 3 000 об’єктів (*Державна екологічна інспекція, 2025*).

Структура ТПВ на стихійних звалищах відрізняється від офіційних полігонів. Це пов’язано із тим, що значну частину сміття складають великогабаритні та небезпечні відходи. Особливу екологічну небезпеку представляють побутові батарейки, люмінесцентні лампи, побутова техніка та електроніка, що містять важкі метали (ртуть, кадмій, свинець) та інші небезпечні сполуки. Концентрація кадмію в ґрунтах поблизу таких звалищ перевищує 3–5 ГДК, концентрація свинцю складає до 4–6 ГДК, що значно перевищує нормативні показники для сільськогосподарських земель (*Петренко, 2022*).

У Волинській області несанкціоновані сміттєзвалища поширені як у межах населених пунктів, так і за їх межами. Найчастіше вони формуються вздовж автомобільних доріг місцевого значення, у лісосмугах, на прибережних територіях водойм, а також поблизу приватної забудови та присадибних земельних ділянок. Відповідно до результатів обстежень *Державної екологічної інспекції (2025),* проведених упродовж 2023–2024 років, у Луцькому районі (без урахування території міста Луцька) було виявлено близько 1 102 місць несанкціонованого накопичення твердих побутових відходів, що становить приблизно 31,7 % їх загальної кількості в області. У Володимирському районі зафіксовано 1 170 таких об'єктів (29,6 %), у Ковельському – 840 (25,2 %), тоді як у Камінь-Каширському районі їх було виявлено 429, або близько 13,5 % від загальнообласного показника. Для Волинської області притаманно переважання стихійних сміттєзвалищ у сільській місцевості, на які припадає близько 68–72 % їх загальної кількості. Така ситуація значною мірою зумовлена недостатнім охопленням сільських населених пунктів централізованими послугами зі збирання та вивезення відходів, а також домінуванням індивідуальної житлової забудови. Водночас проблема несанкціонованого складування відходів залишається актуальною і для найбільших міст (Луцька, Володимира, Нововолинська, Ковеля). Серед основних причин проблеми – недостатній розвиток системи роздільного збирання відходів, обмежені потужності переробки та невисокий рівень екологічної свідомості населення.

Водночас природні умови регіону, просторові та сезонні чинники також сприяють акумуляції забруднюючих речовин: торф'яні ґрунти мають характерні фізико-хімічні властивості, що дозволяють фільтрату швидше мігрувати у нижні горизонти ґрунту при підтопленнях весняною повінню чи після тривалих дощів. У весняно-літній період спостерігається найбільше зростання ризиків переносу забруднювачів у водні об'єкти (Стир, Турія, Прип'ять та ін.), що є важливим фактором, оскільки значна частина таких водойм використовується для господарсько-побутових потреб населення.

З метою оцінки сучасного стану проблеми стихійних сміттєзвалищ у Волинській області проведено моніторинг інформаційних матеріалів відкритих джерел, оприлюднених упродовж 2021–2025 років. Під час дослідження було проаналізовано повідомлення засобів масової інформації, публікації у соціальних мережах, а також відомості з інших ресурсів (офіційні звіти органів державної влади, місцевого самоврядування, територіальних громад та інше). Узагальнення результатів проведеного аналізу дало змогу систематизувати отримані дані (див. табл. 1). Результати вказують на актуальність виявлення та ліквідації несанкціонованих сміттєзвалищ на території регіону.

Таблиця 1. Аналіз даних відкритих джерел про появу стихійних сміттєзвалищ у Волинській області, виявлених протягом періоду 2020 – 2025 рр.

№	Джерело інформації	Кількість інформаційних повідомлень	Суб'єкти інформації (державні установи, органи управління та регулювання, громадські організації, навчальні та наукові заклади, громади, окремі громадяни)
1	Засоби масової інформації (преса, новинні веб-сайти, телебачення)	211	Редакції ЗМІ, Державна екологічна інспекція у Волинській області, фахівці органів і установ державного екологічного управління, представники територіальних громад, наукові експерти, окремі громадяни
2	Соціальні мережі (фейсбук, інстаграм, ютуб)	495	Окремі громадяни, територіальні громади, тематичні та територіальні об'єднання громадян, громадські організації, природоохоронні, лісогосподарські установи
3	Інше (аналітика, звіти, оголошення, тендери)	36	Державні установи, територіальні громади, органи державного екологічного управління

Відповідно до статей 20, 21 *Закону України «Про управління відходами» (2023),* обов'язки щодо забезпечення ліквідації несанкціонованих і неконтрольованих звалищ відходів, здійснення контролю за діяльністю об'єктів поводження з відходами, складання й ведення реєстру об'єктів утворення відходів та видача дозволів на здійснення операцій у сфері поводження з відходами покладено на районні та обласні державні адміністрації та органи місцевого самоврядування (громади). Після їх ліквідації – постає питання екологічної безпеки та придатності земель до подальшого використання.

Екологічно найдоцільнішим методом очищення порушених стихійними сміттєзвалищами земель є їх біорекультивація та, зокрема, фіторемедіація. Фіторемедіація є сучасною природо-орієнтованою технологією очищення компонентів довкілля, яка ґрунтується на використанні рослин для видалення, накопичення, трансформації або локалізації забруднювальних речовин у ґрунті, водному середовищі та атмосферному повітрі. Завдяки екологічній безпечності, високій ефективності та порівняно невеликим економічним витратам цей метод вважається одним із найбільш перспективних підходів до відновлення територій, забруднених токсичними сполуками різного походження. На сучасному етапі розвитку технологій захисту довкілля фіторемедіація належить до найбільш екологічно збалансованих способів ренатуралізації порушених екосистем. Вона базується на природній здатності рослин поглинати, накопичувати, трансформувати або знешкоджувати токсиканти, що надходять із навколишнього середовища, акумулюючи їх або переводячи у менш небезпечні форми. Використання цього механізму забезпечує ефективне очищення забруднених ґрунтів, водних об'єктів і, в окремих випадках, атмосферного повітря, водночас істотно скорочуючи потребу в застосуванні

енергоємних технічних рішень, агресивних хімічних реагентів та масштабному антропогенному втручанні.

Класифікація рослин – фіторемедіантів, складена на основі аналізу наукових джерел, подана у таблиці 2. В Україні впровадження фіторемедіаційних технологій для розв'язання екологічних проблем, пов'язаних із біоконверсією несанкціонованих сміттєзвалищ, наразі обмежується низкою чинників. Одним із головних є необхідність науково обґрунтованого добору рослин-фіторемедіантів, здатних ефективно функціонувати в конкретних ґрунтово-кліматичних умовах певних регіонів, або інтродукції перспективних видів із подальшим вивченням їх адаптаційних можливостей, екологічної пластичності та ефективності очищення забруднених територій.

Таблиця 2. Групи рослин – фіторемедіантів та напрямки їх застосування.

Група рослин	Біологічний вид	Полютанти, що поглинаються	Механізм фіторемедіації	Специфіка використання
Гіперакумулятори	Brassica juncea (гірчиця індійська)	Свинець, кадмій, нікель	Фітоекстракція	Накопичує токсини у листках і стеблах, ефективна для промислових ґрунтів
	Thlaspi caerulescens	Цинк, кадмій		Високий рівень накопичення металів, використовується на забруднених територіях
Стабілізатори ґрунту	Populus spp. (тополя)	Свинець, кадмій, органіка	Фітостабілізація	Закріплює ґрунт, зменшує ерозію, створює зелені смуги
	Salix spp. (верба)	Свинець, кадмій, органіка		Використовується для стабілізації схилів та берегів водойм
Ризофільтратори (переважно водні рослини)	Eichhornia crassipes (водяний гіацинт)	Свинець, кадмій, нітрати, фосфати	Ризофільтрація	Ефективно очищає стічні води, швидко росте, потребує контролю збору
	Lemna minor (ряска малолиста)	Свинець, кадмій, нітрати, фосфати		Використовується у ставках та басейнах для очищення води
Біоконверсори органіки	Phragmites australis (тростина звичайна)	Нафтопродукти, органічні забруднювачі	Фітодетоксикація	Біоконверсори органіки
	Miscanthus spp. (мискантус)	Органіка		

В результаті проведеного дослідження розроблено рекомендовані заходи щодо застосування фіторемедіаційних технологій для екологічної реабілітації територій стихійних сміттєзвалищ у Волинській області, що складаються з ряду послідовних етапів: 1) проведення комплексного попереднього обстеження території. На початковому етапі доцільно виконати оцінку екологічного стану ділянки, що включатиме геохімічне дослідження ґрунтів, поверхневих і стічних вод з метою визначення основних видів забруднювальних речовин, зокрема важких металів, органічних токсикантів, пестицидів та мікропластику. Важливо також провести топографічне й ґрунтове картографування території, що дозволить локалізувати осередки максимального накопичення забруднювачів, оцінити інтенсивність ерозійних процесів і визначити найбільш уразливі ділянки. За результатами досліджень необхідно оцінити потенційні ризики для населення, природних екосистем і компонентів довкілля та сформувати екологічний паспорт об'єкта; 2) вибір рослин-фіторемедіантів, залежно від оцінки характеру забруднення. Для очищення ґрунтів від важких металів доцільно використовувати рослини-гіперакумулятори, зокрема Brassica juncea (гірчицю індійську), ефективну щодо накопичення сполук свинцю й кадмію, а також Thlaspi caerulescens, яка характеризується високою здатністю акумулювати цинк. Для очищення забруднених фільтратів і стічних вод рекомендується застосовувати рослини-ризофільтратори, наприклад Eichhornia crassipes (водяний гіацинт) та Lemna minor (ряску малу). На ділянках, де існує небезпека розвитку ерозійних процесів,

доцільно висаджувати види, що забезпечують ефективне закріплення ґрунту та обмежують поширення пилу й токсичних речовин, зокрема представників родів Populus (тополі), Salix (верби) і Phragmites australis (тростина звичайна). Для прискорення біодеградації органічних забруднювачів та залишків нафтопродуктів доцільно використовувати Phragmites australis і представників роду Miscanthus, які стимулюють розвиток ґрунтової мікробіоти та активізують процеси мікробіологічного розкладання органічних сполук; 3) удосконалення технології впровадження фіторемедіаційних заходів. Максимальна ефективність очищення досягається за умови створення багатоярусних рослинних насаджень, у яких поєднуються види, здатні акумулювати забруднювачі, із рослинами, що стабілізують ґрунтовий покрив. Навколо сміттєзвалища доцільно формувати захисні зелені смуги, які виконуватимуть функцію природного бар'єра для перенесення пилу та токсичних речовин на прилеглі території. Необхідною умовою ефективного розвитку рослин є підтримання оптимального водного режиму шляхом застосування систем зрошення або мульчування поверхні ґрунту. Важливим елементом технології є регулярний моніторинг накопичення токсичних речовин у біомасі рослин із подальшим своєчасним їх вилученням та безпечним використанням або утилізацією, зокрема для виробництва біоенергії чи вилучення цінних металів. Доцільним є також використання мікоризних грибів і ризосферних мікроорганізмів, що підвищують поглинальну здатність рослин та прискорюють процеси трансформації органічних забруднювачів.

Запровадження технологій фіторемедіації доцільно здійснювати поетапно. На першому етапі рекомендується провести пілотні дослідження на окремій ділянці сміттєзвалища з метою оцінювання ефективності обраних видів рослин і технологічних схем їх висаджування. Після отримання позитивних результатів можливе масштабування заходів на всю площу забрудненої території. Подальша реалізація проєкту повинна супроводжуватися моніторингом вмісту забруднювальних речовин у ґрунтах і водах, аналізом ефективності застосованих рослинних угруповань та, за необхідності, коригуванням технологічних рішень. Важливою складовою є також проведення інформаційно-просвітницької роботи шляхом встановлення інформаційних стендів і поширення матеріалів, які висвітлюють екологічне значення фіторемедіаційних насаджень для місцевих громад.

З урахуванням природно-кліматичних особливостей Волинської області, яка розташована в зоні мішаних лісів і характеризується переважанням дерново-підзолистих ґрунтів, достатнім зволоженням та помірним кліматом, доцільним є використання комплексної фіторемедіаційної технології із залученням рослин різних екологічних груп. Серед деревних порід найбільш перспективними є верба прутовидна (Salix viminalis) і тополя чорна (Populus nigra), що відзначаються інтенсивною транспірацією та високою здатністю акумулювати важкі метали шляхом фітоекстракції. Як трав'янисті фіторемедіанти рекомендується застосовувати міскантус гігантський (Miscanthus giganteus) і гірчицю білу (Sinapis alba), які добре витримують вплив токсичних речовин, швидко формують густий рослинний покрив і ефективно захищають поверхню ґрунту від ерозійних процесів. Для цільового вилучення окремих небезпечних забруднювачів доцільно використовувати рослини-акумулятори, зокрема соняшник однорічний (Helianthus annuus), який характеризується високою ефективністю щодо накопичення свинцю та окремих радіонуклідів.

Для підвищення ефективності очищення забруднених територій запропоновано застосовувати ярусно-блокову модель створення фіторемедіаційних насаджень (див. рис. 1). По зовнішньому периметру сміттєзвалища доцільно висаджувати вербу у три-чотири ряди з орієнтовною схемою розміщення 0,5 × 1,5 м. Такі насадження виконуватимуть функцію біологічного бар'єра, стримуючи поширення пилу та зменшуючи винесення забруднювальних речовин за межі території. Центральну частину сміттєзвалища, де концентрація забруднювачів є максимальною, рекомендується засівати куничником наземним або гірчицею із підвищенням норми висіву приблизно на 20 % порівняно зі стандартною, що сприятиме швидкій стабілізації поверхні субстрату та зменшенню ризику ерозії.

На територіях, де спостерігається комплексне або неоднорідне забруднення, доцільно застосовувати комбіновану схему висаджування рослин за принципом шахового розміщення. У такому випадку саджанці тополі чергуються з кущовими формами верби, що забезпечує більш рівномірне проникнення кореневих систем у різні горизонти ґрунту та підвищує загальну ефективність вилучення забруднювальних речовин із різних шарів ґрунтового профілю.

Використання фіторемедіаційних технологій для рекультивації стихійних сміттєзвалищ Волинської області є економічно обґрунтованою альтернативою традиційним інженерним методам

очищення територій. Середня вартість відновлення одного гектара забруднених земель із застосуванням фіторемедіації, що включає підготовку ділянки, придбання посадкового матеріалу енергетичної верби або тополі, висів трав'янистих культур і подальший догляд за насадженнями, становить близько 45–80 тис. грн. Для порівняння, механічне зняття забрудненого шару ґрунту, його транспортування та захоронення на спеціалізованому полігоні потребує від 400 до 650 тис. грн на аналогічну площу. Таким чином, застосування біологічного методу дає змогу скоротити витрати приблизно у 6–8 разів. Найбільша частка фінансових витрат, яка може досягати 60 % загального бюджету, припадає на перший рік реалізації заходів і пов'язана із закупівлею саджанців (наприклад, Salix viminalis за густоти посадки 10–15 тис. рослин на гектар), проведенням механізованої підготовки території та внесенням меліоративних матеріалів, зокрема вапна для нейтралізації кислотності дерново-підзолистих ґрунтів і зниження рухомості важких металів.

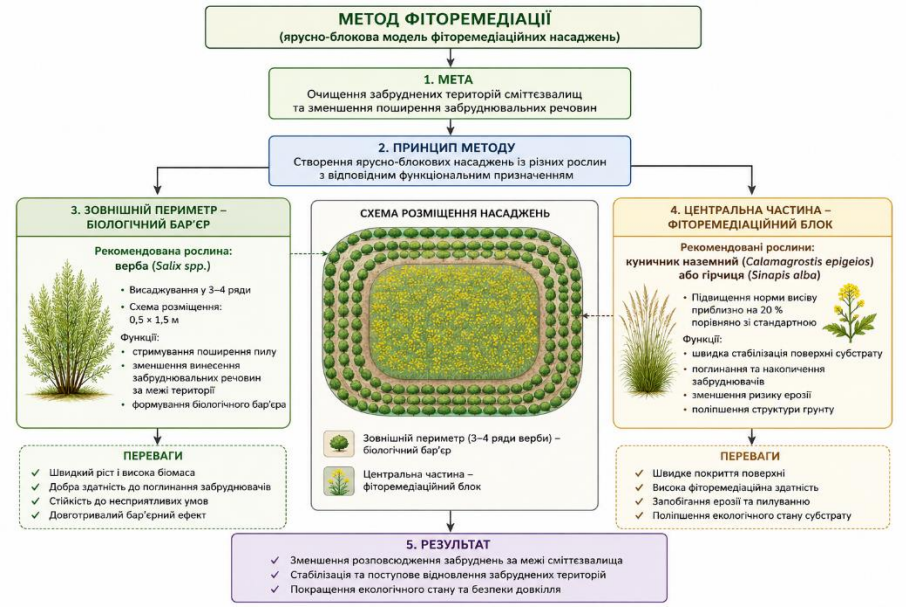


Рис. 1. Принципова схема ярусно-блокової моделі фіторемедіації земельних ділянок під стихійними сміттєзвалищами.

Найбільшу ефективність матиме технологія циклічної фіторемедіації, яка передбачає послідовне повторення декількох етапів очищення. Основною її складовою є фаза фітоекстракції, під час якої деревні рослини, зокрема верба та тополя, поглинають іони важких металів кореневою системою, після чого транспортують їх до надземних органів – пагонів і листків. Цей процес повторюється щороку або через кілька років залежно від біологічних особливостей виду, що забезпечує поступове зменшення концентрації токсичних речовин у ґрунті. Водночас принципово важливою умовою ефективності технології є своєчасне вилучення накопиченої рослинної біомаси, оскільки без її збору та подальшої утилізації забруднювачі після відмирання рослин повертаються до ґрунтового середовища.

Найбільш доцільними способами поводження із забрудненою біомасою є її термічна переробка або енергетичне використання. Ефективним варіантом є піроліз чи високотемпературне спалювання, що дає змогу одночасно отримувати теплову енергію та концентрувати важкі метали у відносно невеликій кількості попелу, який простіше утилізувати. Для умов Волинської області перспективним є також використання рослинної біомаси як біопалива у спеціалізованих котельнях, обладнаних сучасними системами очищення димових газів, або її переробка на технічні паливні пелети.

Прогнозовані результати впровадження фіторемедіації. Застосування запропонованих заходів сприятиме поступовому зменшенню концентрацій важких металів і органічних забруднювачів у верхніх горизонтах ґрунту, стабілізації поверхні земель та зниженню інтенсивності пилового перенесення токсичних речовин. Водночас очікується відновлення біологічного різноманіття завдяки формуванню нових оселищ для рослин, комах, птахів і ґрунтових мікроорганізмів. Важливим

результатом стане також підвищення естетичної цінності територій, покращення екологічного стану населених пунктів і формування більш високого рівня екологічної свідомості населення в регіоні.

ВИСНОВКИ

За результатами проведеного дослідження сформульовано такі основні висновки.

1. Аналіз сучасного стану сфери поводження з відходами у Волинській області засвідчив наявність значної кількості несанкціонованих місць їх накопичення, які найчастіше локалізуються на околицях міст і сільських населених пунктів, а також у межах рекреаційних територій. Найбільш небезпечними компонентами забруднення ґрунтів у межах таких об'єктів є сполуки важких металів (Pb, Cd, Zn, Cu), підвищений вміст нітратів та залишки нафтопродуктів, які негативно впливають на стан підземних вод, ґрунтового покриву та функціонування місцевих екосистем.

2. З урахуванням природно-кліматичних і ґрунтових умов Волинської області, що характеризуються поширенням зони мішаних лісів, дерново-підзолистих ґрунтів, достатнім рівнем зволоження та помірним кліматом, найбільш доцільним є застосування комбінованої моделі біорекультивації, в основі якої лежатиме фіторемедіація. До складу рослин-фіторемедіантів рекомендовано включати деревні породи – вербу прутовидну (Salix viminalis) та тополю чорну (Populus nigra), які відзначаються інтенсивною транспірацією і високою здатністю до вилучення важких металів із ґрунту; серед трав'янистих рослин доцільно використовувати міскантус гігантський (Miscanthus giganteus) та гірчицю білу (Sinapis alba), що характеризуються стійкістю до токсичного впливу й швидким формуванням біомаси і дернового покриву, який ефективно захищає поверхню ґрунту від ерозійних процесів. Як рослину-акумулятор окремих забруднювачів рекомендовано застосовувати соняшник однорічний (Helianthus annuus), здатний накопичувати радіонукліди та сполуки свинцю.

3. З метою забезпечення найвищої ефективності очищення забруднених земель запропоновано використовувати ярусно-блокову систему озеленення. Зовнішній периметр доцільно формувати з трьох-чотирьох рядів верби із схемою посадки 0,5 × 1,5 м, що створює природний бар'єр для затримання пилу та запобігає міграції забруднювальних речовин. Центральну частину сміттєзвалища рекомендовано засівати куничником наземним або гірчицею білою із підвищенням норми висіву приблизно на 20 % від стандартної, що забезпечує швидку стабілізацію поверхні субстрату.

4. Для територій з комплексним характером забруднення, перспективним є використання комбінованої схеми посадки за принципом «шахового порядку», коли саджанці тополі чергуються з кущовими формами верби. Такий підхід забезпечує більш повне освоєння різних горизонтів ґрунту кореневими системами рослин та підвищує ефективність вилучення забруднювальних речовин.

5. Використання фіторемедіації для рекультивації ділянок земель, що знаходилися під стихійними сміттєзвалищами, є економічно доцільним. Середня вартість очищення одного гектара забрудненої території із застосуванням біорекультивації становить близько 45–80 тис. грн. Водночас механічне зняття забрудненого шару ґрунту з його транспортуванням і захороненням на полігоні для аналогічної площі потребує від 400 до 650 тис. грн, тобто біологічний спосіб очищення є приблизно у шість-вісім разів економічнішим. Найбільші витрати, що сягають близько 60 % загального бюджету, очікуються на початковому етапі реалізації заходів і пов'язані з придбанням саджанців (зокрема Salix viminalis) при густоті насаджень 10–15 тис. рослин на гектар, механізованою підготовкою земельної ділянки та внесенням меліоративних матеріалів, зокрема вапна, необхідного для нейтралізації кислотності дерново-підзолистих ґрунтів Волині та зменшення рухомості важких металів.

6. На відміну від звичайної консервації забруднених територій, застосування фіторемедіації дає можливість отримувати додатковий економічний ефект. Зокрема, щорічний приріст сухої біомаси енергетичної верби на таких ділянках може становити 8–12 т/га, а її використання як біопалива для котелень забезпечує повернення вкладених коштів орієнтовно протягом чотирьох-п'яти років.

7. Усунення стихійних сміттєзвалищ та поступове зменшення концентрації токсичних речовин у ґрунтовому покриві надасть можливість територіальним громадам уникнути штрафних фінансових санкцій і компенсаційних виплат за завдану шкоду довкіллю. Для одного сміттєзвалища середніх розмірів сума таких нарахувань може перевищувати 100 тис. грн.

8. Запропоновані природоохоронні заходи також матимуть вагомий соціально-економічний ефект: створення нових робочих місць у сільській місцевості, пов'язаних із закладанням і доглядом за

фіторемедіаційними насадженнями; підвищення інвестиційної привабливості Волинської області завдяки покращенню екологічного стану довкілля та відновленню природних ландшафтів.

9. Запровадження технологій фіторемедіації створює передумови не лише для ефективного очищення земель від токсичних забруднювачів, а й для повернення деградованих територій до господарського використання шляхом створення енергетичних плантацій, підвищення екологічної цінності ландшафтів та покращення загального стану навколишнього природного середовища регіону.

СПИСОК ПОСИЛАНЬ

Про охорону навколишнього природного середовища : Закон України // Відомості Верховної Ради України. 1991. № 41. С. 546. URL: https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/1264-12#Text (дата звернення: 29.12.2025).

Про Основні засади (стратегію) державної екологічної політики України на період до 2030 року : Закон України // Відомості Верховної Ради України. 2019. № 16. С.70. URL: https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/2697-19#Text (дата звернення: 10.04.2026).

Про управління відходами : Закон України // Відомості Верховної Ради України. 2023, № 17, ст. 75. URL: https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/2320-20#n802 (дата звернення: 12.04.2026).

Регіональна екологічна програма «Екологія 2023 - 2026» // Волинська державна обласна адміністрація. 2023. [Електронний ресурс]/ URL: https://voladm.gov.ua/category/regionalna-ekologichna-programa-ekologiya-2023-2026/1/ (дата звернення: 27.12.2025).

Державна екологічна інспекція у Волинській області. Офіційний сайт [Електронний ресурс] URL: https://voln.dei.gov.ua/post/285 (дата звернення: 10.11.2025).

Домусчи, С.В., & Тригуб, В.І. (2025). Негативний вплив несанкціонованих сміттєзвалищ на грунтовий покрив: оцінка та шляхи мінімізації. Слобожанський науковий вісник. Серія: Природничі науки, 1. 64 – 70.

ЕкоРайон. Новинний вебсайт [Електронний ресурс] URL: https://eco.rayon.in.ua/news/827546-nesanktsionovani-smittezvalishcha-viyavili-v-olitskiy-gromadi (дата звернення: 17.12.2025).

Корсун, С. Г., Давидюк, Г. В., Клименко, І. І., Довбаш, Н. І., & Хмара, Т. М. (2014). Спосіб фіторемедіації сільськогосподарських земель, забруднених важкими металами. Землеробство, 1 – 2. 51 – 53.

Малишева, Л.Л. (2007). Ландшафтно-геохімічна оцінка екологічного стану території: Монографія. К.: РВЦ "Київський університет". 246.

Мерленко, І.М., Федонюк, В.В., & Мерленко, Н.О. (2021). Адаптація до сучасних кліматичних змін агрономічних технологій в Північно-Західному Поліссі. Вплив кліматичних змін на просторовий розвиток територій Землі: наслідки та шляхи вирішення: Збірник наукових праць IV Міжнародної науково-практичної конференції. Херсон, 10-11 червня 2021 року. Херсон: ДВНЗ «ХДАУ». 228 – 230.

Моцик, В.Б., Цюх, Я.О., & Федонюк, В.В. (2023). Оцінка екологічного стану природоохоронних територій методами біоіндикації. Екологія, природокористування та охорона навколишнього середовища: прикладні аспекти: матеріали VI Всеукр. наук.-практ. заоч. конф., м. Київ, 16 травня 2023 р. / за заг. ред. Х.С. Мітюшкіної. Київ: МДУ. 24 – 27.

Петренко, В. Г. (2022). Фіторемедіація як метод рекультивації ґрунтів після впливу сміттєзвалищ. Науковий вісник екології та агробіології. 2 (3). 45 – 53.

Пузняк, О.М. (2008). Екологічна оцінка відновлювальних систем удобрення на токсичних дерново-підзолистих супіщаних грунтах західного Полісся України. Вісник ДАУ. Житомир. 108 – 110.

Федонюк, В.В., Волянський, В.О., & Федонюк, М.А. (2016). Порівняльний економічний аналіз проведення рекультивації різних видів на порушених землях. Актуальні проблеми економіки. 9. 203 – 212. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/ape_2016_9_26 (дата звернення: 24.05.2026).

Федонюк, В.В. Мерленко, І.М., Федонюк, М.А., Линюк, Р.В., & Ковальчук, Н.С. (2019). Зміни агрокліматичних чинників в зоні Полісся в контексті глобального потепління (на прикладі Волинської області). Вісник Національного університету водного господарства та природокористування. Сільськогосподарські науки. Рівне, 2 (86). 124 – 134. DOI: https://doi.org/10.31713/vs2201912 (дата звернення: 29.05.2026).

Цицюра, Я. Г., Шкатула, Ю. М., Забарна, Т. А., & Пелех, Л. В. (2022). Інноваційні підходи до фіторемедіації та фіторекультивації у сучасних системах землеробства. Вінниця, ТОВ «Друк». 1200.

Шевель, Д.О., & Дьяконов, В.І. (2020). Особливості використання верби для фіторемедіації грунтів, забруднених важкими металами. Актуальні проблеми та наукові звершення молоді на початку третього тисячоліття : зб. матеріалів V Наук.-практ. конф. студентів, магістрантів та аспірантів, 19 листопада 2020 р., м. Слов'янськ. ЛНАУ. 42 – 345.

Khan, S., Rehman, S., Khan, A. Z., Khan, M. A., & Tahir Shah, M. (2020). Phytoremediation potential of plants for heavy metals. Environmental Science and Pollution Research. 27. 13655–13675.

Smith, S. R. (2018). Long-term effects of municipal solid waste landfills on soil properties. Waste Management. 80. 207 – 219

e-ISSN 2708-9754; ISSN 2307-1699
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, 2026, Вип. 52
AGRICULTURAL MACHINES, 2026, Vol. 52

HISTORY OF THEORY AND AGRICULTURAL MATERIALS DRYING EQUIPMENT DEVELOPMENT

L. Zabrodotska *, T. Haponuk, O. Kindrat, Ya. Nesteruk

Lutsk National Technical University, Lutsk, Ukraine

AGRICULTURAL MACHINES
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Key words:
development of drying technology,
drying modes,
drying theory,
dryers,
grain,
energy saving

Article history:
Received 12.09.2026
Reviewed 22.09.2026
Approved 30.10.2026

****Corresponding author:***
zabrodotskalyudmila@lutsk-ntu.com.ua

ABSTRACT

Drying is a key post-harvest processing operation for agricultural produce, reducing moisture content to levels required for safe, long-term storage. This study aims to systematize the historical evolution of the theory, technology, and equipment associated with drying plant-based agricultural materials, assess the current state of this scientific and technical field, and identify prospects for future development. To achieve these objectives, the study employs methods of systems analysis, scientific abstraction, and a comprehensive approach, alongside a review of literature and a synthesis of both established and cutting-edge technological solutions.

The study identifies the key stages in the evolution of drying-ranging from natural and empirical moisture removal methods to scientifically grounded technologies and automated drying systems. It analyzes the development of the process's theoretical foundations, covering heat and mass transfer principles, drying kinetics, thermo-moisture conductivity, and the properties of moisture within agricultural materials. The study systematizes the main types of drying equipment and approaches to establishing grain drying regimes. It determines that modern advancements in drying technology aim to ensure product quality while reducing energy consumption through automation, heat recovery, optimization of drying agent flow, and the use of hybrid technologies and alternative energy sources. Furthermore, the study substantiates the potential of mathematical modeling and adaptive process control for enhancing both the technological and energy efficiency of drying operations.

DOI: 10.36910/acm.vi52.2330

To cite this article:
Zabrodotska, L., Haponuk, T., Kindrat, O., & Nesteruk, Ya. (2026). History of theory and agricultural materials drying equipment development. *Agricultural Machines*, *52*, 62-72. https://doi.org/10.36910/acm.vi52.2330

e-ISSN 2708-9754; ISSN 2307-1699
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, 2026, Вип. 52
AGRICULTURAL MACHINES, 2026, Vol. 52

УДК 631.365:631.3(091)

ІСТОРІЯ РОЗВИТКУ ТЕОРІЇ ТА ТЕХНІЧНИХ ЗАСОБІВ СУШІННЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАТЕРІАЛІВ

Л.Ю. Забродоцька *, Т.О. Гапонюк, О.І. Кіндрат, Я.В. Нестерук

Луцький національний технічний університет, Луцьк, Україна

AGRICULTURAL MACHINES
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Ключові слова:
розвиток технології сушіння,
режими сушіння,
теорія сушіння,
сушарки,
зерно,
енергозбереження

Історія публікації:
Отримано 12.09.2026
Прорецензовано 22.09.2026
Затверджено до друку 30.10.2026

****Автор для листування:***
zabrodotskalyudmila@lutsk-ntu.com.ua

АНОТАЦІЯ

Сушіння є одним із основних технологічних процесів післязбиральної обробки сільськогосподарської продукції, що забезпечує зниження її вологості до рівня, необхідного для тривалого та безпечного зберігання. Метою дослідження є систематизація історичних етапів розвитку теорії, технології та технічних засобів сушіння рослинних сільськогосподарських матеріалів, визначення сучасного стану цього науково-технічного напряму та окреслення перспектив його подальшого розвитку. Для досягнення поставленої мети використано методи системного аналізу, наукової абстракції, комплексного підходу, аналізу літературних джерел та синтезу відомих і новітніх технологічних рішень.

У результаті дослідження встановлено основні етапи еволюції сушіння – від природних та емпіричних способів видалення вологи до науково обґрунтованих технологій і автоматизованих сушильних комплексів. Проаналізовано становлення теоретичних основ процесу, пов'язаних із закономірностями тепло- і масоперенесення, кінетикою сушіння, термовологопровідністю та властивостями вологи у сільськогосподарських матеріалах. Систематизовано основні типи сушильних установок і підходи до формування режимів сушіння зерна. Визначено, що сучасний розвиток сушильної техніки спрямований на забезпечення якості продукції за одночасного зниження енергетичних витрат шляхом автоматизації, рекуперації теплоти, оптимізації руху сушильного агента, застосування гібридних технологій та альтернативних джерел енергії. Обґрунтовано перспективність математичного моделювання та адаптивного керування процесом сушіння для підвищення його технологічної й енергетичної ефективності.

DOI: 10.36910/acm.vi52.2330

Цитувати цю статтю:
Забродоцька, Л. Ю., Гапонюк, Т. О., Кіндрат, О.І., & Нестерук Я.В. (2026). Історія розвитку теорії та технічних засобів сушіння сільськогосподарських матеріалів. *Сільськогосподарські машини*, *52*, 62-72. https://doi.org/10.36910/acm.vi52.2330

CURRENT STATE OF THE ISSUE AND PROBLEM STATEMENT

The history of human civilization is inextricably linked to the need to obtain, process, and store food products. These processes became particularly significant following the transition from a hunter-gatherer lifestyle to agriculture and animal husbandry – a shift that began approximately 10,000 to 12,000 years ago during the Neolithic Revolution. The cultivation of grains and other crops presented humanity with a fundamentally new challenge: the need to preserve the harvest over extended periods, particularly during times when food production was impossible (*Ansu Sara Eapen et al., 2025*).

Drying has long been one of the oldest yet most effective methods for preserving plant-based produce. By utilizing solar energy and airflow to reduce the moisture content of grains, fruits, berries, and other materials, it was possible to slow down the processes of spoilage. Although early humans lacked a scientific understanding of heat and mass transfer, they empirically discovered a fundamental principle: reducing moisture content extends the shelf life of produce. Thus, the practice of drying emerged long before the development of a scientific theory explaining the process.

Archaeological and historical research indicates that even the early agricultural cultures of the Middle East, which developed around the 8th–7th millennia BCE, had specialized structures and containers for storing grain. Grain pits, barns, and other storage facilities have been discovered in ancient agricultural settlements, designed to protect supplies from atmospheric moisture and pests. Simultaneously, simple post-harvest grain processing techniques – cleaning, drying, and sorting – were developed (*Iskovich – Lototskyi & Sevostyanov, 2022*).

Significant advancements in the technology of processing and storing agricultural produce were achieved by the early agrarian civilizations of Ancient Egypt, Mesopotamia, India, and China (*Jun Wang & Hong-Wei Xiao, 2024*). The emergence of centralized states and the expansion of grain production necessitated the creation of substantial food reserves. In Ancient Egypt, for instance, grain was cleaned and dried after harvesting and threshing before being stored in specialized granaries. While the development of irrigation-based agriculture in the Nile Valley ensured abundant harvests, it simultaneously created the challenge of organizing large-scale post-harvest processing and storage.

Ancient Greece and the Roman Empire played a significant role in the development of agricultural technologies. The ancient Roman writer and agronomist Marcus Porcius Cato, in his treatise *De agri cultura* (2nd century BC) – followed later by Marcus Terentius Varro, Columella, and Pliny the Elder – described methods of farming, grain processing, and storage organization. Columella's writings, in particular, addressed the protection of grain against moisture and pests. Although these recommendations were based primarily on practical experience, they attest to the gradual accumulation of systematized knowledge regarding post-harvest crop processing.

Throughout the Middle Ages, the primary methods for storing agricultural produce remained largely conventional. Grain was kept in barns, bins, underground pits, and specialized granaries, utilizing natural ventilation and the periodic turning of the grain mass. Storage structures adapted to local climatic conditions evolved in various regions of the world. At the same time, traditional techniques for drying fruits, vegetables, grain, medicinal plant materials, and other products were being refined.

A significant milestone in technological development was humanity's gradual mastery of the controlled use of thermal energy. While natural drying relied on solar radiation, temperature, humidity, and air movement, the use of fire made it possible to generate artificially heated air. It was this technological shift that laid the foundation for the transition from natural to artificial drying. In the early stages, heating was achieved directly by fire, with the products placed either above the heat source or in specially designated areas.

The continued development of crafts and trade – and, in particular, the scientific and technological revolution of the 18th and 19th centuries – radically transformed the nature of post-harvest agricultural processing. The mechanization of farming led to increased labor productivity and a rise in grain volumes requiring rapid cleaning, transport, drying, and storage. This created a need to shift from manual operations to mechanized technological processes.

The 19th century marked the period when industrial drying technologies took shape. Specialized drying unit designs emerged in which the heat source, drying medium, material, and flow direction were viewed as components of a unified technological process. Chamber, rotary, shaft, and other types of dryers were

developed concurrently. Advancements in steam engines, heat-generating units, and ventilation equipment created the technical prerequisites for intensifying the drying process.

Alongside the development of technical equipment, the scientific foundations of the process were being established. Research into heat exchange and heat transfer – actively pursued during the 18th and 19th centuries – was of fundamental importance to the future theory of drying. The works of Jean-Baptiste Joseph Fourier, Sadi Carnot, James Prescott Joule, William Thomson, and other scientists laid the groundwork for the modern theory of thermal processes. Fourier's law of heat conduction, formulated in the early 19th century, was of particular significance, becoming one of the fundamental principles in the mathematical description of heat transfer.

The study of mass transfer and diffusion processes represented a significant area of scientific development. The scientific foundations of diffusion were established in the 19th century, notably through the work of Adolf Fick, who formulated the laws of diffusion in 1855. These principles subsequently became a crucial theoretical basis for describing moisture movement within a material during drying.

At the turn of the 20th century, knowledge regarding heat transfer, diffusion, gas dynamics, and the properties of moist materials was gradually consolidated into an independent scientific foundation for the theory of drying. Research into evaporation and moisture transport processes enabled a shift from the empirical determination of drying schedules to the identification of the principles governing changes in material moisture content over time. Work on the theory of heat and mass transfer played a significant role in this process, subsequently serving as the foundation for the design of drying systems.

In the 20th century, the development of agricultural mechanization and electrification led to rapid improvements in post-harvest grain processing machines. Integrated processing lines emerged that combined cleaning, sorting, transport, drying, and storage into a single system. Shaft and drum dryers became widespread, followed by recirculation, conveyor, pneumatic, and fluidized bed dryers (*Ayman Ibrahim et al., 2023*).

The scientific substantiation of grain drying regimes is of particular importance. Studies of the process kinetics have made it possible to establish the dependence of the moisture removal rate on the temperature and relative humidity of the drying agent, its flow velocity, the initial grain moisture content, the material layer thickness, and the grain's physicochemical properties. Concepts regarding drying periods, critical moisture content, equilibrium moisture content, and bound versus free moisture forms were also developed.

In the second half of the 20th century, the primary focus in the development of drying technologies gradually shifted from simply increasing throughput to process optimization. Rising energy costs and stricter grain quality requirements drove an active search for ways to reduce specific energy consumption. Practices such as heat-transfer medium recirculation, heat recovery, multi-stage drying regimes, and the use of advanced heat generators and automatic control systems became widespread.

At the present stage, the drying of agricultural materials is viewed as a complex, interconnected process of heat and mass transfer that must ensure not only the target final moisture content but also the preservation of the material's physical, technological, and biological properties. Modern drying complexes are equipped with systems for the automatic control of temperature, humidity, and drying flow rates, while digital technologies enable adaptive control of operating modes based on material properties and current process parameters.

Thus, the historical development of agricultural product processing and storage can be viewed as a progressive evolution from simple empirical methods of crop preservation to complex, scientifically grounded technological systems. Drying plays a pivotal role in this process, as moisture control is a decisive factor in ensuring the safe, long-term storage of a wide range of plant-based products. The evolution of drying methods, ranging from the use of solar heat to automated drying complexes, reflects the broader trend in agricultural engineering: a shift from manual operations and simple designs to mechanized, energy-efficient, and intelligently controlled machinery.

The aim of the study is to examine and systematize the historical milestones and stages in the development of scientific thought regarding the theory and practice of drying agricultural plant materials, to highlight the specific features of the current state of the field, and to identify avenues for the further development of this scientific and technical area.

MATERIALS AND METHODS

To investigate and synthesize the history of the methodology regarding the evolution of scientific concepts concerning the drying of agricultural plant materials on farms, the study employed methods involving the systems analysis of technical data, the investigation and substantiation of existing drying technologies and equipment, and the synthesis of cutting-edge ideas. Methods of scientific abstraction and a comprehensive approach were also utilized; a review of the literature was conducted, and artificial intelligence was applied to systematize the dataset.

RESULTS AND DISCUSSION

Drying is the primary technological process for bringing agricultural produce (specifically grain and seeds) to a stable state. Only after all excess moisture has been removed from the freshly harvested grain mass and the grain has been dried can reliable long-term storage be ensured..

Drying involves removing any liquid from the material, thereby increasing the relative content of the dry matter. It is known that in dry grain mass all living components, except pests and insects, are in a state of anabiotic state. Storing grain in a dry state is the primary method for maintaining high seed viability across grain batches of all crop types, as well as preserving the quality of food-grade grain during long-term storage.

All grain drying methods take into account sorption characteristics and other properties. As a material to be dried, grain is a living organism with a capillary-porous structure. The fruit coats of the seeds are permeated by capillaries and are therefore permeable to water vapor. Conversely, the seed coats and the aleurone layer are relatively impermeable to water vapor; improper drying conditions can cause the grain to swell due to the trapped water vapor accumulating within the endosperm. In addition, the embryo contains very temperature-sensitive water-soluble proteins – albumins. At temperatures above 41–42°C, the proteins in the germ (for instance, in wheat) denature, meaning the seeds lose their viability. Gluten proteins are more heat-resistant, however, the heating temperature of normal, strong and weak elastic gluten of strong wheat should not exceed 50, 45 and 55 °C, respectively..

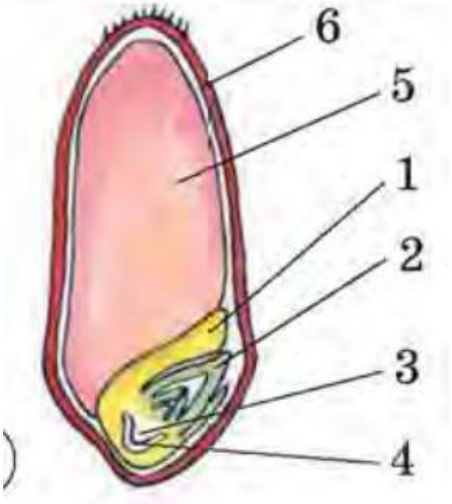


Fig. 1 – Structure of a wheat seed: 1 – cotyledon; 2 – embryonic bud; 3 – embryonic stem; 4 – embryonic root; 5 – endosperm; 6 – seed coat (in wheat seeds, it is fused with the fruit wall)

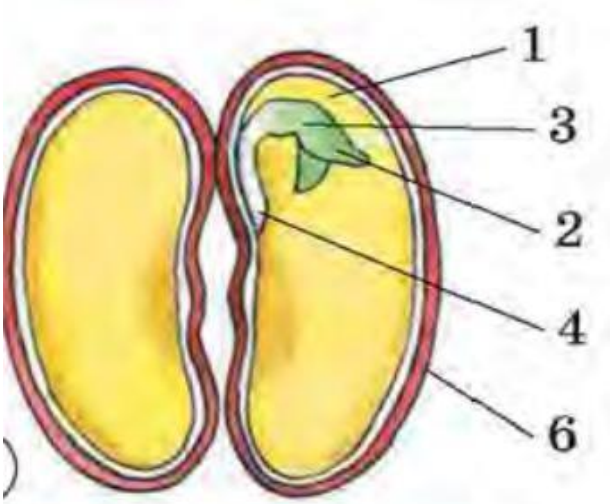


Fig. 2 – Structure of a bean seed: 1 – cotyledon (bean seeds have two); 2 – embryonic bud (plumule); 3 – embryonic stem (hypocotyl); 4 – embryonic root (radicle); 5 – endosperm; 6 – seed coat

Drying is a complex technological process involving heat and mass transfer; it must preserve the grain's inherent properties, which is achievable only when optimal process parameters are maintained. Thus, during drying, the thermodynamic and thermophysical properties of the grain, in particular heat capacity and thermal conductivity, constantly change. Three methods of grain drying (dehydration) are employed: thermal (including vacuum drying), sorption (contact) drying, and mechanical drying (pressing or centrifugation). Thermal drying is the most common method, followed by sorption drying, while mechanical drying is used

only in washing machines at flour mills. During thermal drying, liquid converts into vapor, a phase change that consumes thermal energy. The drying process relies on the grain's ability to evaporate moisture from its surface, provided that the water vapor pressure within the grain exceeds the water vapor pressure of the surrounding air.

- During grain drying, the following physical phenomena occur: - heat transfer from the drying agent to the grain; - movement of moisture from the inner layers of the grain to the surface layers; - evaporation of moisture from the grain surface and its diffusion into the surrounding environment; - movement of moisture in the presence of a temperature gradient with heat flow as a result of thermal and moisture conductivity

Drying regimes involve establishing conditions that ensure maximum dryer productivity while fully preserving grain quality. A drying regime encompasses the recommended temperature of the drying agent and the maximum permissible grain heating temperature. It also requires monitoring the total drying time and specifying the number of passes through the dryer or the number of drying cycles. The drying regime is determined by the crop (type of grain or seed), initial grain moisture content, intended use, grain quality, and the design and type of the grain dryer.

The operating mode is selected based on the grain dryer's design. Various types of dryers are suitable for the process: continuous-flow and recirculation shaft dryers, column dryers, and stationary or mobile bin dryers. Key considerations include adhering to the specific drying regime for each crop, preserving grain quality, ensuring process productivity, and optimizing energy consumption. During grain drying, it is essential to control the exposure time, the heating temperature of the grain (or seeds) and the drying agent, and the amount of moisture removed in a single pass.

Different types of dryers require varying exposure times, ranging from a few seconds to several hours. Since 1997, grain drying protocols for the shaft-type (single-pass and recirculation) equipment then in use in Ukraine were governed by the "Instructions on Drying Food and Feed Grain and Oilseeds and on the Operation of Grain Dryers" (*Odessa-Kyiv, 1997, 72 pp.*). However, the country's inventory of such machinery subsequently expanded rapidly to include dryers from various foreign manufacturers. They had different productivity, different designs, and new types emerged – modular column and tower models, which implemented drying methods and modes different from those used in shafts. Moreover, each manufacturer recommended specific grain drying protocols tailored to its own equipment.

Therefore, given the wide variety of available drying methods and modes, grain drying equipment specialists must have an understanding of how the modes used during drying can affect the quality of dried grain, and understand what happens in grain as a living organism when it is dried under various conditions.

One of the most critical operational parameters in the grain drying process is the maximum grain heating temperature; the quality of the dried grain depends on adhering to this limit. Specifications for all drying units list empirically determined temperature limits based on initial moisture content and the intended use of the grain (food, feed, or seed). Seed grain has the lowest maximum heating temperatures, while feed grain has the highest. These values also depend on the uniformity of the drying process. For instance, in recirculating grain dryers equipped with pre-heating chambers where grain moves in a falling layer, the maximum heating temperatures are 5°C higher than those for louvered-type dryers, as the falling-layer design ensures more uniform heating. This prevents the grain from overheating during drying. It should be noted that drying uniformity and heating efficiency decrease as the grain layer thickness increases. Consequently, shaft-type grain dryers may allow for higher maximum grain heating temperatures compared to, for example, column-type dryers.

The maximum heating temperature for grain during dehydration is primarily determined by the biochemical changes occurring within the protein complex of the germ and endosperm (*Kirpa, 2017*). These changes are characterized by the extent of protein denaturation, which depends on several factors: grain temperature, moisture content, duration of heating, and protein properties.

The science of drying is typically divided into three interconnected sub-disciplines:

- drying theory – examines the general analytical and experimental principles of the process, heat and moisture transfer mechanisms, and kinetic and dynamic models.

- drying technology – focuses on the properties of materials undergoing drying (e.g., various types of grain) and the selection of drying regimes, modes, and methods for each specific type.

- drying engineering – covers the practical implementation of drying in various types of drying systems, as well as equipment design, calculations, and operation.

These three components work in synergy: theory provides formulas and understanding, technology offers specific operating parameters, and technique supplies the tools for implementation.

In general, distinct historical stages in the development of drying theory, technology, and equipment can be identified. The first stage concerns the fundamentals of the fluid dynamics and thermodynamics of moist gases. The turn of the 20th century saw the emergence of fundamental theories regarding gas flow, heat transfer, and mass transfer in moist gases. For instance, between 1900 and 1911, V.E. Grum-Grzhimailo developed a theory of gas flow in furnaces and drying units, based on classical laws of gas dynamics. His monograph *Flame Furnaces* (1924) included sections on drying units utilizing natural gas circulation.

In 1918, L.K. Ramzin presented the fundamentals of moist-gas thermodynamics and introduced a graphical-analytical method for dryer calculations utilizing the Id diagram. Similar I-d diagrams were published by Mollier in 1923. Hirsch, Hausbrand, and other scientists also contributed to this field.

Another stage involved the kinetics and dynamics of drying. In 1904, P.S. Kosovich made a significant advance in understanding the drying patterns of moist soils by identifying two distinct drying periods: the first (intensive) and the second (internal). Later researchers (*Lewis, Sherwood, Filonenko, Posnov, Fedorov, Minionovich*) expanded upon these ideas by mathematically analyzing moisture transport via both molecular and macroscopic mechanisms. The moisture conductivity coefficient emerged as a key process parameter, proving to be dependent on the grain's moisture content and temperature.

Academician M.I. Lykov and his research school made a particularly significant contribution. In 1932, Lykov established the basic principles of drying and proposed the concept of an "evaporation zone," where the surface layer is not the only source of moisture – some of the evaporation occurs deep within the material. In 1934, he discovered the phenomenon of thermal-moisture conductivity – the movement of moisture under the influence of a temperature gradient, similar to thermal diffusion in gases/liquids. His 1938 monograph, *Kinetics and Dynamics of Drying and Moistening Processes*, presented these fundamental theories. Concurrently, Filonenko developed other aspects of drying kinetics in his monograph *Kinetics of the Drying Process* (1939). Thus, this stage of drying was analyzed for the first time as a process of unsteady-state heat and moisture transfer, underpinned by precise mathematical models.

The third stage involved the development of drying technology. Once the theoretical foundations had been established, work began on the technology itself – specifically, the development of applied methods, the selection of operating parameters, and the determination of process execution. Academic schools led by Rebinder, Lipatov, Dumansky, and Kavkazov laid the groundwork, particularly regarding the nature of the bond between moisture and the material. Rebinder formulated the concept of various forms of hygroscopic moisture and their energetic bonding with the material – a concept that serves as the basis for selecting drying parameters. Furthermore, biochemical studies of grain conducted during this period (by Academicians Oparin, Kretovich, Kazakov, Kozmina, Trisvyatsky, Lyubarsky, and others) demonstrated how temperature, drying conditions, and moisture-retention mechanisms influence enzymatic processes as well as the protein and starch composition of the grain.

The fourth stage involves a comprehensive approach, non-equilibrium processes, and new driving forces. In the later period (the second half of the 20th century and the 21st century), the drying process began to be viewed as a combination of energy and mass transfer, taking into account transient and non-stationary effects. Mass transfer potentials were employed within the framework of the theory of irreversible processes.

The discovery of molar moisture transfer under the influence of unrelaxed pressure (internal gradient) (works by Lebedev, Maksimov) gave impetus to taking into account convective diffusion in drying models.

Modern research incorporates coupled effects – such as diffusion-thermodiffusion models and the consideration of total pressure, temperature, and non-uniform fields. Some authors are also experimenting with the influence of electric and magnetic fields on moisture transport, opening up new prospects in drying technology.

Thus, the development of drying theory and technology has evolved from the classical laws governing gaseous media to sophisticated models of nonlinear mass and heat transfer in multiphase materials.

Forms of moisture binding in grain

One of the key aspects of drying technology is understanding the nature of the bond between moisture and the grain material. Based on the binding energy of moisture within the solid phase, Academician Rebinder classified all forms of moisture into three categories:

- ionic (chemically bound) moisture – this moisture is so tightly bound to the material that it can be removed only by breaking chemical bonds or through thermal degradation (calcination). In the context of grain drying, it is often disregarded and considered part of the dry matter.
- molecular moisture – bound to the material via molecular adsorption or weak interactions such as hydrogen bonding. It is removed upon heating but requires energy.
- physicochemical-bound (more loosely bound) moisture – contained within the capillaries and pores of the grain. It is less strongly bound than molecular moisture, yet its removal still requires additional energy..

In addition, the grain contains moisture in macro- and microcapillaries - water that fills the pores, channels, pathways and its connection is much freer. This is the moisture that leaves the grain first during drying. Such a classification makes it possible to predict the removal kinetics: pore moisture is removed first, followed by molecular moisture, while ionic moisture either remains or alters the grain's structure. Understanding these binding states is key to selecting the optimal drying regime and avoiding grain damage or excessive energy consumption.

Grain kernels are hygroscopic objects: they are capable of absorbing water vapor from the air (sorption) or releasing it (desorption). The amount of moisture absorbed depends on temperature, relative humidity, the type of grain crop, and the initial moisture content.

The state in which grain is in equilibrium with the surrounding air (with both the grain moisture and the air conditions remaining stable) is known as equilibrium moisture content (Wp). Each grain crop has its own specific Wp value for any given temperature and air humidity.

When the temperature drops or air humidity rises, grain absorbs moisture; conversely, as the temperature rises or air humidity decreases, moisture evaporates from the grain. It is precisely this property that is taken into account when ventilating and aerating the grain.

Air or a mixture of air and combustion gases is typically used for grain drying. These gases serve as the drying medium: they transfer heat to the grain and carry away water vapor. Moist air is a mixture of dry air and water vapor. In general, a grain dryer deals not with dry air but with a moist mixture, sometimes combined with fuel combustion products. The key parameters characterizing the state of moist air are: total pressure, partial pressure of water vapor, relative humidity, moisture content, specific weight, volume, temperature, and enthalpy.

The amount of water vapor in the air depends on temperature and pressure. If the air contains the maximum amount of vapor possible at a given temperature, it is called saturated; otherwise, it is unsaturated.

When designing grain dryers and selecting parameters such as temperature, air velocity, and energy recovery methods, it is essential to carefully consider these factors, as they determine the efficiency of the drying process and the extent of associated losses.

Before carrying out the drying process, it is necessary to select the operating parameters: temperature, airflow rate, grain bed depth, residence time, and the temperature profile (gradual or rapid). An optimal regime is one that minimizes quality loss and damage while maximizing energy efficiency.

Typically, the process takes place in two stages (*Popovych, 2024*):

- intensive drying mode – high temperature, high driving force (i.e., a large moisture and temperature gradient). In this mode, evaporation occurs primarily at the surface;
- diffusion drying mode – when surface evaporation slows down, airflow is maintained but intensity is reduced, and the dominant process becomes the internal diffusion of moisture from the inner layers of the grain.

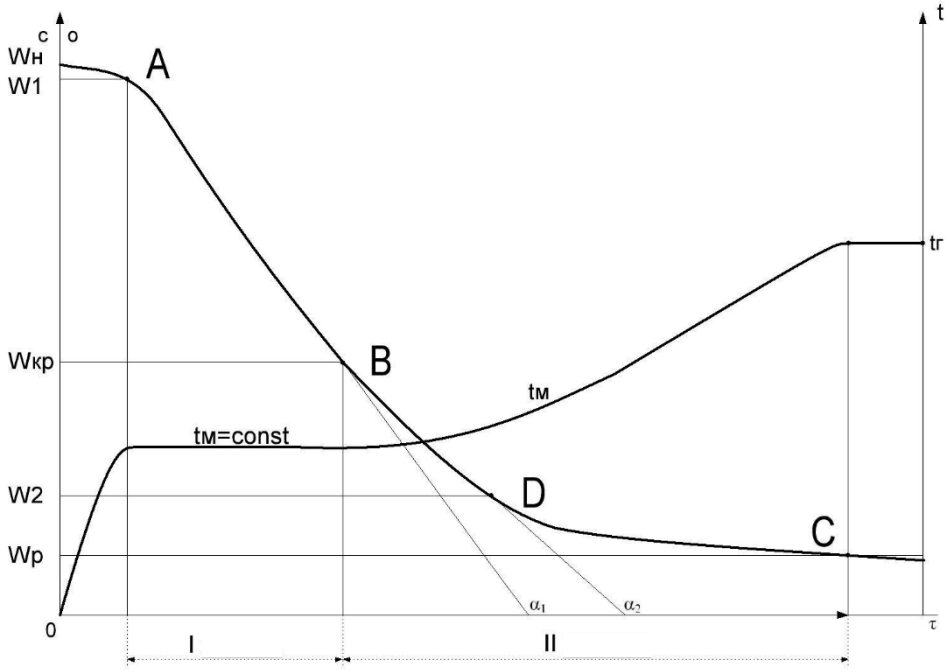


Fig. 3 – Three periods on the drying curve:
OA – period of heating the material to the wet-bulb temperature;
AB – constant drying rate period (I);
BC – falling drying rate period (II).

It is essential to avoid thermal and mechanical damage to the grain (such as scabs or cracks), scorching, and the denaturation of proteins or carbohydrates. Temperature profiling is often used in the technology: for example, initial heating to an average temperature, then stabilization or temperature reduction in the final stages.

After the main drying stage, aeration or passive ventilation is often employed to distribute moisture evenly and cool the grain. This is particularly important if the grain initially had uneven moisture levels.

Grain drying is an energy-intensive operation. The cost of fuel or electricity (depending on the type of dryer) is the dominant component of the drying tariff. For instance, if drying corn requires removing 10% moisture, gas costs account for 50–60% of the total drying tariff.

To reduce costs, practices such as heat recovery, the use of warm exhaust gas mixtures, integration with other energy systems (biogas, heat pumps), and the optimization of operating modes are employed.

Grain drying systems can be classified based on air supply methods, design features, scale, heat sources, etc. By air flow direction:

- concurrent-flow (air moves from bottom to top through the grain layer)
- counter-flow (air moves from top to bottom)
- cross-flow (combination of lateral and vertical movement)

By type of drying unit:

- tubular dryers, where grain moves along a tube and air moves transversely or longitudinally
- column dryers (vertical towers)
- drum dryers
- plate dryers
- thin-layer dryers (thin layer of grain)
- rotary and loop dryers

Each design has its own advantages: for instance, shaft and tower types allow for higher loads but require careful airflow design, whereas drum types are compact but offer less effective humidity control.

The sources of heat are:

- direct heating – combustion of fuel (gas, fuel oil, wood) directly within the drying air;

- heat transfer fluid heaters / heat exchangers – air heating via a heat transfer medium (steam, hot water);
- electric heating;
- solar energy – air preheating using solar collectors;
- heat pumps / heat recovery – heat recovery from exhaust or other streams..

Modern systems employ combinations of these methods to increase efficiency.

Heat recovery (utilizing heat from exhaust gases) is a key factor in reducing energy consumption. Technologies in this area employ heat exchangers, recovery units, intermediate heaters, ventilation systems with heat recovery, and air supply controls.

Modern grain dryers are equipped with sensors for temperature, humidity, pressure, and air velocity, as well as controllable drives for fans and valves, and control and monitoring systems. This enables real-time adjustment of the operating mode in response to changing conditions (such as ambient temperature, humidity, and fluctuations in grain moisture content).

Overall, several ways to improve drying efficiency can be identified (*Stankevich, 2015*). With technological advancements and rising energy costs, the search for new methods is becoming increasingly relevant:

- - non-uniform fields – acoustic, electric, or magnetic. For example, the application of an acoustic field or electric/magnetic pulses can alter the grain structure and weaken moisture bonding, thereby accelerating moisture migration;
- oscillating modes – such as alternating heating and cooling, or heating followed by a "resting" period (pause) - help relieve internal gradient stresses and ensure more uniform grain drying;
- vibration drying, where vibration alters capillary moisture content and facilitates improved water outflow; - infrared irradiation, using intermittent exposure to stimulate internal moisture movement without overheating the surface layer;
- hybrid approaches (IR + convection, acoustics + hot air) that can yield a synergistic effect;
- optimization of aerodynamics and airflow through modeling to precisely design air ducts, eliminate "dead zones," and ensure uniform air distribution;
- energy management through the implementation of heat recovery systems, heat exchangers, multi-stage configurations, and hybrid energy sources (biomass, solar), as well as integration with other processes (drying other materials, warehouse ventilation).

The evolution of heat and mass transfer theory – moving from classical gas-dynamic foundations to modern models that account for non-steady-state conditions, convective diffusion, and coupled heat and moisture transport – has laid the groundwork for new approaches. Consequently, drying technologies and equipment have kept pace with these theoretical advances, evolving through innovations such as acoustic, electric, and pulsed operating modes, automation, and hybrid energy systems.

The way to improve drying efficiency in the future is through:

- active implementation of hybrid methods (IR, acoustic, pulsed modes);
- use of automatic control systems;
- development of energy-saving schemes (heat recovery, heat exchangers, alternative energy sources);
- precise calculation and mathematical modeling in dryer design;
- improvement of dryer designs featuring uniform airflow, minimal dead zones, and adaptive configurations..

CONCLUSIONS

The study systematizes the key stages in the development of the theory, technology, and technical equipment for drying agricultural materials. It establishes that the evolution of drying as a technological process progressed from the use of natural factors – such as solar energy and atmospheric air – to the application of controlled thermal processes and specialized drying systems. The continued development of agricultural production drove the transition from empirical drying methods to scientifically grounded technologies based on the principles of heat and mass transfer.

It is shown that the scientific theory of drying was developed based on fundamental principles of thermodynamics, heat transfer, diffusion, and hydrodynamics. Key outcomes of this process included the formulation of concepts regarding drying kinetics, moisture transport mechanisms, drying periods, critical

and equilibrium moisture content, and thermo-moisture conductivity. This established a theoretical foundation for the design of drying equipment and the determination of optimal operating conditions.

It has been established that the development of drying technology is directly linked to the need to account for the physicochemical, thermophysical, and biological properties of agricultural materials. For grain, limiting heating temperatures is of particular importance, as excessive heat exposure can lead to a deterioration in processing properties, protein denaturation, and a reduction in sowing quality. Therefore, an optimal drying regime must ensure the simultaneous achievement of the required final moisture content, the preservation of product quality, and the minimization of energy consumption.

The evolution of dryer designs has been analyzed, with shaft, rotary drum, column, hopper, recirculation, and conveyor types – among others – gaining widespread use. Their development has focused on increasing throughput, drying uniformity, and process controllability, while reducing specific energy consumption. At the same time, the diversity of designs and process configurations necessitates a differentiated approach to selecting drying parameters based on the material type and initial moisture content, the intended application, and the specific design features of the drying unit.

REFERENCES

Ansu Sara Eapen, Yuvraj Khasherao Bhosale, Swarup Roy (2025). A Review on Novel Techniques Used for Drying Medicinal Plants and Its Applications. Int J Biomater. Jul 9;2025:4533070. doi: 10.1155/ijbm/4533070

Ayman Ibrahim, Tiziana M.P. Cattaneo, Alia Amer and Lajos Helyes. (2023). Drying Technology Evolution and Global Concerns Related to Food Security and Sustainability. Food Processing and Packaging Technologies - Recent Advances. (in press). DOI: 10.5772/intechopen.109196

Jun Wang, Hong-Wei Xiao. (2024). Drying R&D in China: Historical perspective and current status. Drying Technology. An International Journal. Volume 42, 2024 - Issue 8. https://doi.org/10.1080/07373937.2024.2358712

Iskovich – Lototskyi R., Sevostyanov I. (2022). History of engineering activity: a textbook. Vinnytsia: VNTU.

Krushelnytska O. (2006). Methodology and organization of scientific research: study guide. - K.: Condor.

Perga I. (2024). History of science and technology: study aid for bachelor's applicants on the educational program "Systemic analysis and management", "Systemic analysis of the financial market" special. 124 System analysis. Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute. Kyiv: Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute.

The History of Air-Drying. (2026). The Innocent Hound. Retrieved May 6, 2026, from https://theinnocenthound.co.uk/blogs/the-innocent-pet-blog/the-history-of-air-drying?srsltid=AU7gw4VUaik1DJWJfN3PJUPxZPM46S2ncwFTyiTAEv0lc_EMMwfk320K

Від вологості до якості: як технологія сушіння зберігає цінність зерна (From moisture to quality: how drying technology preserves the value of grain) (2025). Agroexpert. Retrieved 13th December 2025, from https://agroexpert.ua/vid-volohosti-do-yakosti-yak-tekhnolohiya-sushinnya-zberihaye-tsinnist-zerna/

Дичка І., Костилєва С., Боєва С та ін. (2015) Історія науки і техніки: навч. посіб. (History of science and technology: a textbook). Київ: НТУУ «КПІ».

Кирпа М. (2017). Технологія післязбиральної обробки та сушіння зерна (Post-harvest processing and grain drying technology). Головний журнал з питань Агробізнесу. Retrieved 9th September 2026, from https://propozitsiya.com/articles/tekhnolohiyi-zberihannya-ta-pererobka/tekh-no-lohiya-pislyaz-ral-noyi-ob-rob-ky-ta

Михайличенко О.В. (2013) Історія науки і техніки: навч. посіб. (History of science and technology: a textbook). Суми: СумДПУ.

Попович О. (2024). Режими сушіння зерна (Grain drying modes) Сайт Головного управління Держпродспоживслужби в Черкаській області. Retrieved 9th September 2024, from https://www.cherk-consumer.gov.ua/novyny/4730-pezhymy-sushinnia-zerna

Станкевич Г. (2015). Довкола температур зерносушіння (Around grain drying temperatures) . Журнал "The Ukrainian Farmer", Retrieved 15th March 2026, from https://agrotimes.ua/article/dovkola-temperatur-zernosushinnya/

e-ISSN 2708-9754; ISSN 2307-1699
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, 2026, Вип. 52
AGRICULTURAL MACHINES, 2026, Vol. 52

GRINDING DEGREE DURING LIQUID FEED PREPARATION

R. Malegin *

Dnipro State Agrarian and Economic University, Dnipro, Ukraine

AGRICULTURAL MACHINES
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Key words:
feed raw material,
grinding,
particle size distribution,
particle size,
liquid feed,
dispersion,
homogenization,
energy consumption

Article history:
Received 13.09.2026
Reviewed 25.09.2026
Approved 30.10.2026

Corresponding author:*
malegin.r.d@dsau.dp.ua

ABSTRACT

Feed raw material grinding is an important feed preparation operation that determines particle size distribution, physical properties and, to a considerable extent, the technological suitability of the final product. In liquid feeds, the importance of grinding is additionally related to the need to maintain dispersion uniformity, storage stability and the ability to transport the feed mixture through pipelines. The aim of this study is to systematize modern approaches to controlling the degree of feed raw material grinding during liquid feed preparation and to substantiate a set of indicators for evaluating the efficiency of grinding and dispersing equipment. Scientific publications concerning the effects of particle size on physical and nutritional properties of feed, methods for determining particle size distribution, dry and wet sieving procedures, energy consumption during grinding and technological properties of liquid feeds were analyzed. It was established that evaluating the process only by mean particle size does not provide a complete characterization of feed structure because samples with similar mean values may have substantially different particle size distributions. For liquid feeds, comprehensive control should include the mass fraction of individual particle classes, mean particle size, dispersion uniformity, tendency to stratification, equipment productivity and specific energy consumption. Particular attention was paid to particles smaller than 0.5 mm, which were used as one of the process indicators in a recent study of a liquid-feed homogenizer-disperser. It was established that this fraction can be used as a control indicator for a specific technological process, but should not be considered a universal target for all types of feed raw materials and diets. A technological control sequence is proposed, including representative sampling, determination of particle size distribution, assessment of mixture stability and comparison of the obtained indicators with equipment operating parameters. It is shown that an appropriate grinding regime should provide the required feed structure without unjustified increases in energy consumption.

DOI: 10.36910/acm.vi52.2331

To cite this article:
Malegin, R. (2026). Control of feed raw material grinding degree during liquid feed preparation. *Agricultural Machines*, *52*, 73-84. https://doi.org/10.36910/acm.vi52.2331

e-ISSN 2708-9754; ISSN 2307-1699
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, 2026, Вип. 52
AGRICULTURAL MACHINES, 2026, Vol. 52

УДК 631.363.2

КОНТРОЛЬ СТУПЕНЯ ПОДРІБНЕННЯ КОРМОВОЇ СИРОВИНИ ПІД ЧАС ПРИГОТУВАННЯ РІДКОГО КОРМУ

Р.Д. Малєгін

Дніпровський державний аграрно-економічний університет , Дніпро, Україна

AGRICULTURAL MACHINES
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Ключові слова:
кормова сировина,
подрібнення,
гранулометричний склад,
розмір частинок,
рідкий корм,
диспергування,
гомогенізація,
енерговитрати

Історія публікації:
Отримано 13.09.2026
Прорецензовано 25.09.2026
Затверджено до друку 30.10.2026

Автор для листування:*
malegin.r.d@dsau.dp.ua

АНОТАЦІЯ

Подрібнення кормової сировини є важливою операцією підготовки кормів, яка визначає гранулометричний склад, фізичні властивості та значною мірою технологічну придатність кінцевого продукту. Для рідких кормів значення цієї операції додатково зумовлене необхідністю забезпечення однорідності дисперсної системи, стабільності під час зберігання та можливості транспортування кормової суміші трубопроводами. Метою роботи є систематизація сучасних підходів до контролю ступеня подрібнення кормової сировини під час приготування рідкого корму та обґрунтування комплексу показників для оцінювання ефективності подрібнювально-диспергувального обладнання. Проаналізовано наукові публікації щодо впливу розміру частинок на фізичні й поживні властивості корму, методів визначення гранулометричного складу, особливостей сухого та мокрого просіювання, енергетичних витрат під час подрібнення та технологічних властивостей рідких кормів. Встановлено, що оцінювання процесу лише за середнім розміром частинок не забезпечує повної характеристики структури корму, оскільки зразки з близькими середніми значеннями можуть мати істотно різний розподіл частинок за фракціями. Для рідких кормів доцільно застосовувати комплексний контроль, який охоплює масову частку окремих фракцій, середній розмір частинок, однорідність дисперсної системи, схильність до розшаровування, продуктивність обладнання та питомі енерговитрати.

Окрему увагу приділено фракції частинок розміром до 0,5 мм, яка використовувалася як один із критеріїв оцінювання процесу диспергування у сучасному дослідженні гомогенізатора-диспергатора рідкого корму.

Обґрунтовано, що цю фракцію доцільно використовувати як контрольний показник конкретного технологічного процесу, але не як універсальний норматив для всіх видів кормової сировини та раціонів. Запропоновано послідовність технологічного контролю, яка передбачає репрезентативний відбір проб, визначення гранулометричного складу, оцінювання стабільності суміші та зіставлення отриманих показників із режимами роботи обладнання. Показано, що раціональний режим подрібнення повинен забезпечувати необхідну структуру корму без необґрунтованого збільшення енерговитрат.

DOI: 10.36910/acm.vi52.2331

Цитувати цю статтю:
Малєгін, Р. Д. (2026). Контроль ступеня подрібнення кормової сировини під час приготування рідкого корму. *Сільськогосподарські машини*, *52*, 73-84. https://doi.org/10.36910/acm.vi52.2331

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Подрібнення є однією з основних операцій підготовки зернової та іншої кормової сировини. У результаті механічного впливу вихідний матеріал поділяється на частинки меншого розміру, що змінює його питому поверхню, фізичні властивості та умови подальшої взаємодії з іншими компонентами корму. Ступінь подрібнення впливає не тільки на технологічні характеристики кормової суміші, а й на доступність поживних речовин під час травлення. Тому контроль розміру частинок є важливою складовою технології виробництва кормів для свиней.

Особливого значення ця проблема набуває під час приготування рідкого корму. На відміну від сухих кормових сумішей, рідкий корм являє собою дисперсну систему, у якій тверді частинки розподілені в рідкій фазі. Тому технологічна якість такого корму визначається не лише крупністю подрібнених компонентів, а й рівномірністю їх розподілу, стабільністю системи, схильністю частинок до осідання, а також властивостями суміші під час транспортування.

Зменшення розміру частинок загалом збільшує площу їх поверхні та може покращувати використання поживних речовин. У дослідженні *Wondra et al. (1995a)* для кукурудзи в раціонах свиней порівнювали середній розмір частинок 1000, 800, 600 і 400 мкм. Було встановлено, що зменшення крупності подрібнення впливало на енергетичні витрати процесу, продуктивність подрібнювання, перетравність поживних речовин та ефективність використання корму. При цьому автори показали, що зменшення розміру частинок супроводжується зростанням енергетичних витрат на подрібнення.

Таким чином, збільшення інтенсивності подрібнення не може розглядатися як безумовно позитивний фактор. Необхідно встановлювати такий режим роботи обладнання, за якого досягається необхідний гранулометричний склад корму при прийнятних енергетичних витратах. Окремою проблемою є характеристика самого гранулометричного складу. Середній розмір частинок не завжди достатньо точно характеризує структуру корму. Два зразки можуть мати близьке середнє значення, але істотно відрізнятися часткою дрібних і крупних частинок. Саме тому сучасні дослідження розглядають розподіл частинок за розміром як систему показників, а не як одну середню величину *(Lyu et al., 2020).*

Для кормів свиней питання структури частинок має також фізіологічне значення. Огляд *Vukmirović et al. (2017)* показує, що зменшення розміру частинок може сприяти підвищенню ефективності використання корму, але надмірне подрібнення може бути небажаним для стану шлунково-кишкового тракту. Тому технологічне завдання полягає не в отриманні максимально дрібної фракції, а у формуванні контрольованої структури корму. Для рідких кормів до цього додається необхідність забезпечення стабільності суміші. Великі частинки можуть швидше осідати, тоді як надмірна кількість дрібної фракції може змінювати фізичні властивості дисперсної системи. Отже, під час оцінювання процесу подрібнення необхідно враховувати не тільки крупність матеріалу, а й поведінку отриманих частинок у рідкій фазі.

АНАЛІЗ ОСТАННІХ ДОСЛІДЖЕНЬ І ПУБЛІКАЦІЙ

Питання визначення та контролю розміру частинок кормової сировини досліджується протягом тривалого часу. Одним із найбільш поширених методів є ситовий аналіз. Його перевагою є відносна простота, доступність обладнання та можливість визначення масових часток окремих фракцій.

Wolf et al. (2010) розглядали методику визначення гранулометричного складу кормів для свиней та показали, що результати аналізу залежать від виду зернової сировини, способу її подрібнення та подальшої технологічної обробки. Важливим результатом дослідження стало встановлення впливу способу просіювання на отриманий розподіл частинок. Автори використовували сухе та мокре просіювання і наголошували на необхідності стандартизації методики для можливості коректного порівняння результатів.

Проблему вибору показника, який узагальнює результати ситового аналізу, досліджували *Fritz et al. (2012)*. Автори порівняли декілька способів опису середнього розміру частинок і показали, що вибір математичного показника може впливати на інтерпретацію результатів. Для практичних досліджень автори запропонували використовувати дискретне середнє значення як відносно простий спосіб узагальнення результатів ситового аналізу.

Lyu et al. (2020) здійснили комплексний огляд сучасних методів зменшення розміру частинок у технології кормів. Розглянуто молоткові та вальцьові подрібнювачі, багатоступеневе подрібнення,

ситовий аналіз, лазерну дифракцію та аналіз зображень. Автори звертають увагу на те, що різні способи визначення розміру частинок характеризують різні властивості матеріалу, а тому пряме порівняння результатів, отриманих різними методами, може бути некоректним.

Важливим висновком *Lyu et al. (2020)* є те, що традиційного геометричного середнього діаметра частинок не завжди достатньо для пояснення відмінностей у продуктивності тварин. Тому перспективним напрямом є комплексний опис гранулометричного складу, який враховує розподіл частинок, а за можливості — їх форму, об'єм та площу поверхні.

Bertsch et al. (2022) дослідили гранулометричний склад 51 комерційного корму для свиней, використовуючи сухий та мокрий ситовий аналіз. Автори встановили, що результати суттєво залежать від способу проведення аналізу. Під час мокрого просіювання значна частина матеріалу могла проходити крізь найдрібніше сито або переходити у розчинну фазу. На основі отриманих результатів автори рекомендували враховувати втрати матеріалу під час розрахунку середнього розміру частинок і розглядати мокре просіювання як доцільний метод аналізу у відповідних випадках.

Значення рівномірності розміру частинок також підтверджено дослідженнями *Wondra et al. (1995b)*. За близького середнього розміру частинок різний ступінь однорідності гранулометричного складу впливав на перетравність поживних речовин. Це свідчить про необхідність контролю не лише середньої крупності, а й ширини розподілу частинок.

Вплив способу подрібнення на енергетичну ефективність досліджували Thomas et al. (2018). Автори порівнювали різні способи грубого подрібнення пшениці, кукурудзи та сої. Встановлено, що енергетичні витрати залежать як від виду сировини, так і від типу подрібнювального обладнання. Для досліджених умов вальцьовий подрібнювач характеризувався нижчими питомими енерговитратами для грубого подрібнення, ніж молотковий.

Важливим фактором є також вологість сировини. *Lyu et al. (2022)* досліджували подрібнення кукурудзи та соєвого шроту за різної вологості. Зі збільшенням вологості змінювалися гранулометричний склад матеріалу та енергетичні витрати. Автори встановили, що підвищення вологості супроводжувалося збільшенням геометричного середнього діаметра та енергоспоживання під час молоткового подрібнення. Для рідкого корму важливим є зв'язок між розміром частинок і фізичними властивостями суміші. *Beal et al. (2001)* досліджували взаємозв'язок між крупністю зернових компонентів, розміром частинок і в'язкістю рідких раціонів для свиней. Це має безпосереднє значення для механізованих систем транспортування, оскільки рідкий корм повинен переміщуватися трубопроводами та насосами без надмірного збільшення опору руху або осідання твердих частинок.

Таким чином, аналіз наукових публікацій показує, що ступінь подрібнення необхідно розглядати у взаємозв'язку з гранулометричною однорідністю, властивостями сировини, способом подрібнення та подальшим використанням корму.

МЕТА ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою роботи є систематизація сучасних підходів до контролю ступеня подрібнення кормової сировини під час приготування рідкого корму та обґрунтування комплексу показників для оцінювання гранулометричного складу, стабільності рідкої кормової суміші й енергетичної ефективності подрібнювально-диспергувального обладнання.

Для досягнення поставленої мети необхідно:

– проаналізувати сучасні методи визначення гранулометричного складу кормової сировини;

– визначити основні показники, що характеризують ступінь подрібнення;

– встановити значення гранулометричного складу для технологічних властивостей рідкого корму;

– проаналізувати зв'язок між інтенсивністю подрібнення та енергетичними витратами;

– сформувати послідовність технологічного контролю роботи подрібнювально-диспергувального обладнання.

МАТЕРІАЛИ І МЕТОДИ

Роботу виконано як аналітичний огляд наукових досліджень, присвячених технології подрібнення кормової сировини, визначенню гранулометричного складу, фізичним властивостям рідких кормів та роботі диспергувального обладнання.

Для аналізу використано результати рецензованих наукових публікацій, у яких досліджувалися:

– вплив розміру частинок кормової сировини на використання поживних речовин;
– вплив способу подрібнення на гранулометричний склад;
– методи сухого та мокрого ситового аналізу;
– показники середнього розміру та розподілу частинок;
– вплив вологості сировини на процес подрібнення;
– енергетичні витрати під час подрібнення;
– фізичні властивості рідких кормових сумішей;
– процеси гомогенізації та диспергування рідкого корму.

Для кількісного опису гранулометричного складу використовується масова частка окремої фракції:

$$w_i = \frac{m_i}{m_0} \cdot 100, \quad (1)$$

де w_i– масова частка i-ї фракції, %;
m_i– маса матеріалу i-ї фракції, г;
m_0– загальна маса досліджуваної проби, г.

Сума масових часток усіх визначених фракцій повинна відповідати загальній масі проби з урахуванням допустимої похибки визначення:

$$\sum_{i=1}^{n} w_i \approx 100\%. \quad (2)$$

Такий контроль є необхідним для перевірки правильності проведення ситового аналізу.

Для узагальнення результатів ситового аналізу може використовуватися середній діаметр частинок. У разі застосування представницького діаметра кожної фракції його можна визначати як середнє геометричне розмірів суміжних сит:

$$d_i = \sqrt{d_{i-1} d_i^*}, \quad (3)$$

де d_{i-1}та d_i^*– розміри отворів суміжних сит, мм.

На основі частки матеріалу окремих фракцій може бути визначене дискретне середнє значення розміру частинок:

$$d_{\text{mean}} = \frac{\sum_{i=1}^{n} d_i m_i}{\sum_{i=1}^{n} m_i}, \quad (4)$$

де d_{mean}– середній діаметр частинок, мм;
d_i– представницький діаметр i-ї фракції, мм;
m_i– маса матеріалу i-ї фракції, г.

Застосування такого показника має супроводжуватися наведенням набору сит, оскільки результат залежить від методики визначення та діапазону фракцій (Fritz et al., 2012; Lyu et al., 2020).

Для оцінювання енергетичної ефективності процесу визначають питомі енерговитрати. Якщо потужність привода та тривалість роботи відомі, загальна витрачена енергія може бути визначена як:

$$E = Pt, \quad (5)$$

де E– спожита енергія, Дж;
P– потужність привода, Вт;
t– тривалість роботи обладнання, с.

Питомі енерговитрати визначають:

$$e_s = \frac{E}{m}, \quad (6)$$

де e_s– питомі енерговитрати, Дж/кг;
E– загальна спожита енергія, Дж;
m– маса обробленої сировини, кг.

За використання потужності в кВт і часу в годинах енергію доцільно визначати в кВт·год:

$$E = Pt, \quad (7)$$

де P– потужність, кВт; t– тривалість роботи, год.

Для порівняння стабільності рідкого корму за різними режимами роботи обладнання може використовуватися індекс розшаровування. У межах запропонованого підходу його можна визначати за концентрацією контрольного компонента у верхній та нижній частинах суміші:

$$I_s = \frac{|C_в - C_н|}{C_{сер}} \cdot 100, \quad (8)$$

де I_s– індекс розшаровування, %;

$C_в$– концентрація контрольного компонента у верхній частині проби;

$C_н$– концентрація контрольного компонента у нижній частині проби;

$C_{сер}$– середня концентрація контрольного компонента у всій пробі.

Формула (8) у цій роботі розглядається як запропонований аналітичний показник для порівняння стабільності сумішей, а не як універсальний стандартизований норматив. Конкретна методика визначення $C_в$, $C_н$та $C_{сер}$повинна встановлюватися відповідно до складу корму та мети експерименту.

Під час проведення лабораторних досліджень доцільно застосовувати однакову масу проби, однаковий комплект сит, однакову тривалість просіювання та однаковий спосіб підготовки матеріалу. Це забезпечує порівнюваність результатів різних режимів роботи обладнання.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ЇХ ОБГОВОРЕННЯ

Гранулометричний склад як основний показник процесу подрібнення. Результати аналізу літературних джерел показують, що ступінь подрібнення доцільно оцінювати передусім за гранулометричним розподілом частинок. Використання лише одного середнього значення не дозволяє визначити, яким чином матеріал розподілений між дрібною та крупною фракціями.

Наприклад, два зразки можуть мати однаковий середній діаметр частинок, але перший зразок може характеризуватися переважанням частинок близького розміру, тоді як другий міститиме значну кількість як дуже дрібних, так і крупних частинок. З технологічної точки зору ці два зразки можуть поводитися по-різному під час змішування та транспортування. Саме тому результати ситового аналізу необхідно представляти у вигляді розподілу масових часток за фракціями. Такий підхід дозволяє визначити не тільки середній розмір, а й наявність технологічно небажаних крупних або надмірно дрібних частинок.

Lyu et al. (2020) наголошують, що різні методи визначення розміру частинок характеризують різні властивості матеріалу (таблиця 1). Сухе просіювання фактично характеризує можливість частинок проходити крізь отвори сит, тоді як лазерна дифракція та аналіз зображень дозволяють отримувати іншу інформацію про геометричні характеристики частинок.

Таблиця 1 – Порівняння методів визначення гранулометричного складу

Метод	Основний результат	Переваги	Основні обмеження	Доцільність використання
Сухе просіювання	Масова частка фракцій	Простота, доступність, невисока вартість	Можливе злипання дрібних частинок	Висока для сухої сировини
Мокре просіювання	Розподіл частинок після зволоження	Дає змогу враховувати поведінку матеріалу у водному середовищі	Складніша підготовка проби, можливі втрати розчинної фази	Висока для відповідних форм корму
Лазерна дифракція	Розподіл частинок за розміром	Висока деталізація та швидкість аналізу	Висока вартість обладнання	Лабораторні дослідження
Аналіз зображень	Розмір і форма частинок	Додаткова інформація про форму	Потребує спеціального програмного забезпечення	Дослідницькі роботи
Розрахунок середнього показника	Середній розмір	Зручний для порівняння	Не відображає повного розподілу	Додатковий показник

Примітка: жоден одиничний показник не повинен використовуватися як єдиний критерій оцінювання якості подрібнення.

Для технологічного контролю кормоприготувального обладнання ситовий метод залишається практично зручним, оскільки не потребує складного лабораторного обладнання та дозволяє безпосередньо визначити масу матеріалу в окремих фракціях.

Сухе та мокре просіювання

Методика підготовки проби має істотний вплив на отриманий результат. *Wolf et al. (2010)* встановили, що гранулометричний розподіл кормів залежить від способу просіювання. Для різних форм корму можуть бути необхідними різні методи підготовки проби. *Bertsch et al. (2022)* порівняли результати сухого та мокрого ситового аналізу комерційних кормів для свиней. Автори встановили, що під час мокрого просіювання частина матеріалу проходить крізь найдрібніше сито або переходить у розчинну фазу, що істотно впливає на розраховане середнє значення.

Тому під час дослідження рідкого корму необхідно чітко фіксувати методику підготовки проби. Якщо зразок після змішування з водою аналізують безпосередньо, результат характеризує вже не суху кормову сировину, а поведінку дисперсної системи у рідкій фазі. Для порівняння різних режимів роботи одного обладнання важливіше забезпечити однаковість методики, ніж змінювати спосіб аналізу залежно від отриманого результату.

Значення фракції дрібних частинок

Серед показників, які можуть характеризувати інтенсивність диспергування, особливе значення має частка дрібної фракції. У сучасному дослідженні *Aliiev et al. (2026)* для оцінювання роботи гомогенізатора-диспергатора рідкого корму досліджувалася залежність вмісту частинок розміром 0–0,5 мм від частоти обертання ротора, діаметра вхідного отвору статора та тривалості роботи обладнання. Паралельно аналізували індекс розшаровування, температуру суміші, потужність електродвигуна та енергетичні витрати.

Такий підхід є важливим з методичної точки зору, оскільки дозволяє не відокремлювати якість диспергування від енергетичних показників машини. Водночас фракція 0–0,5 мм не повинна розглядатися як універсальний нормативний показник для всіх кормів. Необхідний розмір частинок залежить від виду сировини, складу раціону, форми корму, вікової групи тварин та технології його використання. *Vukmirović et al. (2017)* узагальнили результати досліджень і показали, що для кормів свиней зменшення розміру частинок загалом може покращувати використання поживних речовин, але надмірно дрібна структура корму може мати негативні наслідки для шлунково-кишкового тракту.

Отже, збільшення частки частинок до 0,5 мм необхідно розглядати як один із критеріїв інтенсивності механічного впливу, а не як самостійну мету процесу.

Взаємозв'язок подрібнення та енергетичних витрат

Одним із ключових технологічних обмежень процесу подрібнення є енергоспоживання. Чим дрібнішого продукту необхідно досягнути, тим більшим, як правило, стає обсяг механічної роботи, необхідної для руйнування частинок. *Wondra et al. (1995)* встановили, що зменшення розміру частинок кукурудзи супроводжується збільшенням витрат електричної енергії та зменшенням продуктивності подрібнювання, особливо при переході до дуже дрібного подрібнення. *Thomas et al. (2018)* також показали, що енергетична ефективність залежить від типу подрібнювального обладнання та властивостей сировини. Тому порівнювати машини тільки за отриманою крупністю продукту некоректно. Необхідно враховувати, скільки енергії було витрачено для отримання відповідного гранулометричного складу. *Lyu et al. (2022)* встановили додатковий вплив вологості. Підвищення вологості досліджуваних матеріалів призводило до збільшення енергетичних витрат під час молоткового подрібнення. Це свідчить про необхідність контролю вологості вихідної сировини під час порівняння режимів роботи подрібнювального обладнання.

Отже, під час експериментального дослідження машини доцільно визначати не тільки продуктивність та гранулометричний склад, а й питомі енерговитрати за формулою (6).

Вплив рівномірності частинок

Не менш важливим параметром є рівномірність гранулометричного складу. *Wondra et al. (1995b)* досліджували кореляцію між однорідністю частинок, типом подрібнювача та показниками використання поживних речовин. За однакового або близького середнього розміру частинок більш

рівномірний матеріал може мати інші технологічні характеристики, ніж матеріал із широким діапазоном розмірів. Цей фактор має особливе значення для рідких кормів. Якщо кормова суміш містить значну кількість великих частинок, вони можуть швидше переміщуватися під дією сили тяжіння та осідати. Унаслідок цього склад корму у верхній та нижній частинах ємності може відрізнятися.

Таким чином, для оцінювання рідкого корму необхідно поєднувати гранулометричний аналіз із контролем однорідності суміші.

Технологічні властивості рідкого корму

Рідкий корм повинен забезпечувати можливість переміщення від змішувального обладнання до місця згодовування. Тому поряд із гранулометричним складом важливими є в'язкість, концентрація сухої речовини та стабільність дисперсної фази.

Beal et al. (2001) показали, що крупність зернових компонентів пов'язана з розміром частинок у рідкому кормі та його в'язкістю. Це підтверджує необхідність оцінювати процес подрібнення з урахуванням наступної технологічної операції. Надмірно крупні частинки можуть погіршувати стабільність суміші та збільшувати ризик їх осідання. З іншого боку, надмірне подрібнення може збільшувати енерговитрати без пропорційного покращення технологічних властивостей корму.

Тому оптимізація повинна бути спрямована на отримання такого гранулометричного складу, який забезпечує необхідну стабільність та транспортування корму при мінімально необхідних енергетичних витратах.

Комплексний підхід до контролю

На основі аналізу наукових публікацій доцільно використовувати комплекс показників, наведений у табл. 2.

Таблиця 2 – Показники технологічного контролю процесу подрібнення та диспергування

Показник	Позначення	Одиниця	Технологічне призначення
Масова частка дрібної фракції	w_i	%	Характеризує інтенсивність подрібнення
Масова частка крупної фракції	w_k	%	Виявляє недостатньо подрібнений матеріал
Середній розмір частинок	d_{mean}	мм або мкм	Узагальнює гранулометричний склад
Індекс розшаровування	I_s	%	Характеризує стабільність рідкої суміші
Продуктивність	Q	кг/год	Характеризує продуктивність обладнання
Потужність привода	P	кВт	Характеризує енергетичне навантаження
Питомі енерговитрати	e_s	кВт·год/кг або Дж/кг	Дає змогу порівнювати режими
Температура суміші	T	°C	Контролює теплове навантаження
Тривалість оброблення	t	с або хв	Характеризує тривалість механічного впливу

На першому етапі необхідно забезпечити репрезентативний відбір проби. Далі визначається гранулометричний склад та масові частки окремих фракцій.

Наступним етапом є визначення середнього розміру частинок. При цьому обов'язково потрібно зазначати методику розрахунку та набір сит, оскільки різні методи можуть давати різні результати *(Fritz et al., 2012; Lyu et al., 2020)*.

Після визначення гранулометричного складу оцінюють стабільність рідкої системи. Для цього можуть використовуватися показники концентрації сухої речовини, контрольної фракції або іншого маркерного компонента у різних шарах корму.

Завершальним етапом є визначення продуктивності та питомих енерговитрат. Такий алгоритм дозволяє уникнути ситуації, коли режим роботи обладнання оцінюють лише за одним показником.

Наприклад, збільшення частоти обертання ротора може призвести до збільшення частки дрібної фракції. Проте одночасно можуть збільшуватися потужність привода, температура корму та питомі енергетичні витрати. Тому лише збільшення частки дрібних частинок не є достатньою підставою для вибору режиму.

Оптимальним у технологічному розумінні є режим, який забезпечує необхідний гранулометричний склад та стабільність корму за прийнятної продуктивності та мінімально необхідних енерговитрат.

Запропонована послідовність контролю

Для практичного використання результатів аналізу пропонується така послідовність технологічного контролю(наведений у рис. 1.):

1. Відбір репрезентативної проби
2. Визначення загальної маси проби
3. Ситовий аналіз
4. Визначення маси кожної фракції
5. Розрахунок масових часток фракцій за формулою (1)
6. Визначення середнього розміру частинок
7. Визначення частки технологічно важливої фракції
8. Оцінювання однорідності та розшаровування рідкого корму
9. Визначення продуктивності та енергоспоживання
10. Розрахунок питомих енерговитрат
11. Порівняння отриманих показників із режимом роботи обладнання
12. Вибір технологічно доцільного режиму

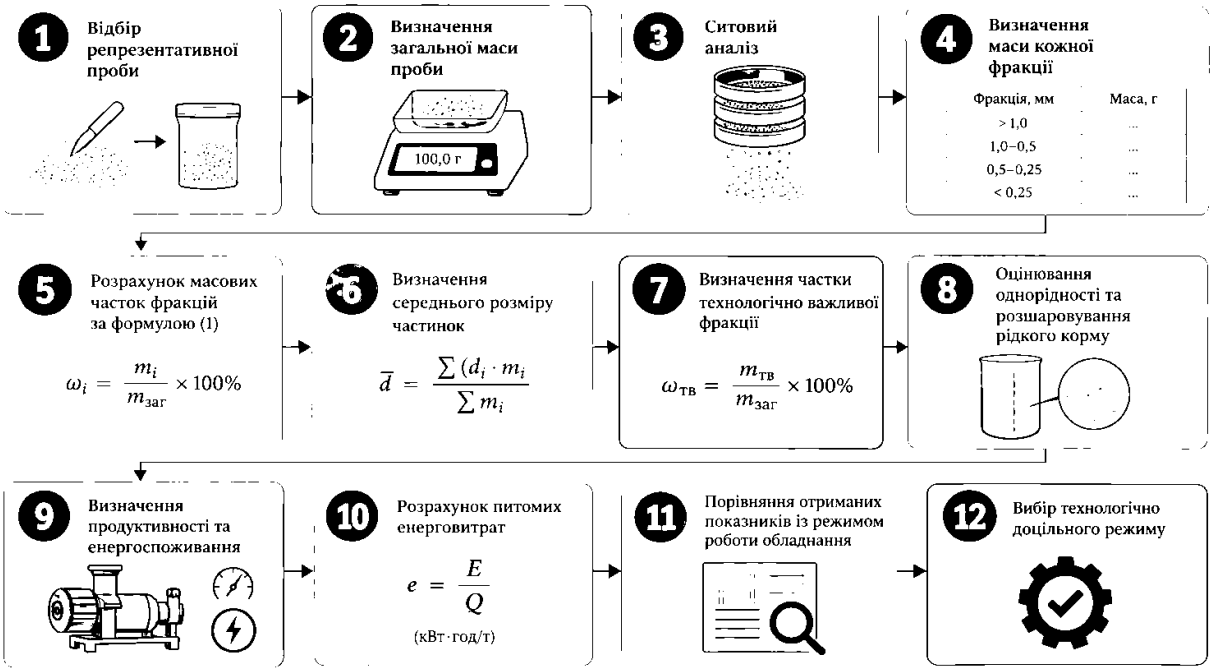


Рис. 1 – Послідовність контролю ступеня подрібнення кормової сировини під час приготування рідкого корму

Запропонована послідовність може бути використана як під час лабораторного дослідження, так і під час виробничого контролю. Її перевагою є можливість пов'язати конструктивно-технологічні параметри машини з якістю готової кормової суміші.

ПЕРСПЕКТИВИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ

Огляд наукових джерел показує доцільність подальшого експериментального дослідження роботи подрібнювально-диспергувального обладнання.

Як фактори експерименту можуть бути обрані: частота обертання ротора; тривалість оброблення; розмір робочого зазору; діаметр вхідного отвору статора; продуктивність обладнання; вологість або концентрація вихідної сировини.

Як функції відгуку доцільно використовувати: масову частку частинок до 0,5 мм; масову частку крупної фракції; середній розмір частинок; індекс розшаровування; продуктивність; споживану потужність; питомі енерговитрати; температуру суміші.

Такий комплекс дозволить перейти від простого порівняння окремих режимів до математичного опису процесу. За наявності достатньої кількості експериментальних даних можливе побудування регресійних моделей, які описуватимуть залежність показників якості корму від конструктивно-технологічних параметрів машини. Водночас регресійні рівняння не повинні формуватися без фактичних експериментальних даних.

У межах цієї оглядової роботи числові коефіцієнти моделей не наводяться, оскільки їх створення без результатів вимірювань було б необґрунтованим.

ВИСНОВКИ

Ступінь подрібнення кормової сировини є важливим фактором, який визначає гранулометричний склад, фізичні властивості та технологічну придатність кормової суміші. Для рідкого корму його значення додатково визначається впливом розміру частинок на стабільність дисперсної системи та можливість її транспортування.

Оцінювання процесу лише за середнім розміром частинок є недостатнім. Для повної характеристики необхідно визначати масові частки окремих фракцій та аналізувати гранулометричний розподіл.

Ситовий аналіз є практично придатним методом технологічного контролю кормової сировини. Водночас під час порівняння результатів необхідно використовувати однакову методику підготовки проби, комплект сит та умови проведення аналізу.

Для рідких кормів спосіб просіювання має істотне значення. Результати мокрого та сухого аналізу можуть відрізнятися, тому вибір методики повинен відповідати фізичному стану досліджуваного матеріалу та меті дослідження.

Фракція частинок розміром до 0,5 мм може бути використана як один із показників інтенсивності диспергування. Однак її не слід розглядати як універсальний нормативний критерій для всіх видів кормової сировини та раціонів.

Інтенсивність подрібнення необхідно оцінювати у взаємозв'язку з енергетичними витратами. Збільшення частки дрібних частинок не завжди означає підвищення технологічної ефективності, якщо воно супроводжується непропорційним збільшенням енергоспоживання.

Для оцінювання роботи подрібнювально-диспергувального обладнання доцільно застосовувати комплекс показників: гранулометричний склад, частку технологічно важливих фракцій, середній розмір частинок, індекс розшаровування, продуктивність, потужність, питомі енерговитрати та температуру суміші.

Запропонована послідовність технологічного контролю дозволяє оцінювати режим роботи обладнання не за максимальним ступенем подрібнення, а за досягненням необхідної структури корму при прийнятних енергетичних витратах.

Подальші дослідження доцільно спрямувати на експериментальне встановлення залежностей між частотою обертання робочих органів, тривалістю оброблення, конструктивними параметрами диспергувального обладнання (таблиця 3), гранулометричним складом, стабільністю рідкого корму та питомими енерговитратами.

Таблиця 3 – Рекомендований комплекс показників для оцінювання режимів роботи диспергувального обладнання

Група показників	Показник	Основне питання, на яке відповідає
Гранулометричні	Масова частка фракції до 0,5 мм	Наскільки інтенсивно відбувається диспергування?
Гранулометричні	Масова частка крупної фракції	Чи залишається недостатньо подрібнений матеріал?
Гранулометричні	Середній розмір частинок	Яка узагальнена крупність матеріалу?
Стабільність	Індекс розшаровування	Наскільки стабільна суміш?
Продуктивність	Q	Скільки корму обробляється за одиницю часу?
Енергетичні	P	Яке навантаження на привод?
Енергетичні	e_s	Скільки енергії витрачається на одиницю продукції?
Теплові	T	Чи не виникає надмірне нагрівання корму?

СПИСОК ПОСИЛАНЬ

Aliiev, E., Malehin, R., Aliieva, O., Yaropud, V., Kukharets, S., Pidlisnyj, V., Horetska, I., Kielbasa, P., & Hutsol, T. (2026). Development of a homogenizer-disperser of liquid fodder for pigs. Scientific Reports, 16, 14127. https://doi.org/10.1038/s41598-026-44547-9

Beal, J. D., Niven, S. J., Brooks, P. H., & Gill, B. P. (2001). Relationship between fineness of grind of cereals and particle size in, and viscosity of, liquid diets for pigs. Proceedings of the British Society of Animal Science, 2001, 9. https://doi.org/10.1017/S1752756200003914

Bertsch, M., Terranova, M., Kreuzer, M., & Clauss, M. (2022). Particle size distribution in commercial pig compound feeds in Switzerland: Survey and methodological considerations. Schweizer Archiv für Tierheilkunde, 164(9), 635–644. https://doi.org/10.17236/sat00366

Fritz, J., Streich, W. J., Schwarm, A., & Clauss, M. (2012). Condensing results of wet sieving analyses into a single data: A comparison of methods for particle size description. Journal of Animal Physiology and Animal Nutrition, 96(5), 783–797. https://doi.org/10.1111/j.1439-0396.2011.01183.x

Lyu, F., Hendriks, W. H., van der Poel, A. F. B., & Thomas, M. (2022). Particle size distribution, energy consumption, nutrient composition and in vitro ileal digestion characteristics of hammer milled maize and soybean meal affected by moisture content. Animal Feed Science and Technology, 288, 115317. https://doi.org/10.1016/j.anifeedsci.2022.115317

Lyu, F., Thomas, M., Hendriks, W. H., & van der Poel, A. F. B. (2020). Size reduction in feed technology and methods for determining, expressing and predicting particle size: A review. Animal Feed Science and Technology, 261, 114347. https://doi.org/10.1016/j.anifeedsci.2019.114347

Thomas, M., Hendriks, W. H., & van der Poel, A. F. B. (2018). Size distribution analysis of wheat, maize and soybeans and energy efficiency using different methods for coarse grinding. Animal Feed Science and Technology, 240, 11–21. https://doi.org/10.1016/j.anifeedsci.2018.03.010

Vukmirović, Đ., Čolović, R., Rakita, S., Brlek, T., Đuragić, O., & Solà-Oriol, D. (2017). Importance of feed structure (particle size) and feed form (mash vs. pellets) in pig nutrition – A review. Animal Feed Science and Technology, 233, 133–144. https://doi.org/10.1016/j.anifeedsci.2016.12.016

Wolf, P., Rust, P., & Kamphues, J. (2010). How to assess particle size distribution in diets for pigs? Livestock Science, 133(1–3), 78–80. https://doi.org/10.1016/j.livsci.2010.06.030

Wondra, K. J., Hancock, J. D., Behnke, K. C., & Stark, C. R. (1995a). Effects of mill type and particle size uniformity on growth performance, nutrient digestibility, and stomach morphology in finishing pigs. Journal of Animal Science, 73(9), 2564–2573. https://doi.org/10.2527/1995.7392564x

Wondra, K. J., Hancock, J. D., Behnke, K. C., Hines, R. H., & Stark, C. R. (1995b). Effects of particle size and pelleting on growth performance, nutrient digestibility, and stomach morphology in finishing pigs. Journal of Animal Science, 73(3), 757–763. https://doi.org/10.2527/1995.733757x

e-ISSN 2708-9754; ISSN 2307-1699
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, 2026, Вип. 52
AGRICULTURAL MACHINES, 2026, Vol. 52

COMPARATIVE ASSESSMENT OF THE ENERGY EFFICIENCY OF HYDRAULIC DRIVES OF AGRICULTURAL MACHINES WITH DIFFERENT CONTROL METHODS

B. Sarzhanov *

Sumy National Agrarian University, Sumy, Ukraine

AGRICULTURAL MACHINES
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Key words:
Load-Sensing,
field sprayer,
partial load,
duty cycle,
power losses

Article history:
Received 13.09.2026
Reviewed 28.09.2026
Approved 30.10.2026

Corresponding author:*
arhimag0@gmail.com

ABSTRACT

The study presents a comparative assessment of three hydraulic drive architectures for controlling the working elements of trailed field sprayers: a constant-flow system with throttling control, a pressure-compensated variable-displacement pump system, and a Load-Sensing system. Technical data for the ELVORTI TETIS 24 and HORSCH Leeb 4 AX sprayers were used to define model limits. A 60-min calculation duty cycle was divided into five operating modes differing in duration, required flow rate, and load pressure. The same overall pump efficiency of 0.90 was assumed for all variants, while maximum operating parameters were equalized to isolate the effect of the control principle from differences between individual components. Under maximum load, the calculated energy indicators of the three systems were practically identical, whereas the differences increased rapidly under partial load. Over the model duty cycle, the constant-flow system consumed 5.46 kWh, the pressure-compensated variable-pump system 3.00 kWh, and the Load-Sensing system 2.06 kWh. The corresponding reduction in energy consumption relative to the baseline was 45.1 and 62.4%, respectively. The greatest contribution to this difference was produced by the long boom-stabilization mode characterized by low hydraulic power demand. Sensitivity analysis for a Load-Sensing pressure margin of 1–3 MPa and pump efficiency of 0.85–0.95 confirmed the robustness of the trend. The obtained values characterize the hydraulic subsystem within the adopted quasi-steady calculation model and should not be interpreted directly as tractor fuel savings. The results can be used for preliminary selection of hydraulic architectures for agricultural machines operating for a large share of time under partial load and for planning subsequent experimental validation. Useful hydraulic power, pump input power, control losses, total losses, cycle efficiency, and energy consumption were calculated for each mode and integrated with respect to its duration. The analysis showed that the benefit of adaptive control is formed mainly during long partial-load periods, when excess pump flow or excess system pressure causes non-productive energy losses.

DOI: 10.36910/acm.vi52.2332

To cite this article:
Sarzhanov, B. (2026). Comparative assessment of the energy efficiency of hydraulic drives of agricultural machines with different control methods. *Agricultural Machines*, *52*, 85-94.

e-ISSN 2708-9754; ISSN 2307-1699
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, 2026, Вип. 52
AGRICULTURAL MACHINES, 2026, Vol. 52
https://doi.org/10.36910/acm.vi52.2332

УДК 631.3:621.22

ПОРІВНЯЛЬНА ОЦІНКА ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ГІДРАВЛІЧНИХ ПРИВОДІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН З РІЗНИМИ СПОСОБАМИ РЕГУЛЮВАННЯ

Б.О. Саржанов*

Сумський національний аграрний університет, Суми, Україна

AGRICULTURAL MACHINES
АСМ
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Ключові слова:
Load-Sensing,
польовий обприскувач,
часткове навантаження,
робочий цикл,
втрати потужності

Історія публікації:
Отримано 13.09.2026
Прорецензовано 28.09.2026
Затверджено до друку 30.10.2026

Автор для листування:*
arhimag0@gmail.com

АНОТАЦІЯ

У роботі виконано порівняльну оцінку енергетичної ефективності трьох схем гідравлічного приводу, придатних для керування робочими органами сучасних причіпних польових обприскувачів: системи постійної подачі з дросельним регулюванням, системи з регульованим насосом і компенсацією тиску та Load-Sensing системи. Для формування реалістичних меж моделі використано технічні характеристики обприскувачів ELVORTI TETIS 24 і HORSCH Leeb 4 AX. Розрахунковий цикл тривалістю 60 хв складався з п'яти режимів, що відрізнялися тривалістю, потрібною подачею та тиском навантаження. Для всіх варіантів прийнято однаковий ККД насоса 0,90, а максимальні параметри вирівняно, щоб відокремити вплив способу регулювання від відмінностей компонентів. Встановлено, що за максимального навантаження енергетичні показники трьох схем практично однакові, тоді як при частковому навантаженні різниця швидко зростає. За модельний цикл система постійної подачі споживала 5,46 кВт·год, система з регульованим насосом і компенсацією тиску — 3,00 кВт·год, а Load-Sensing система — 2,06 кВт·год. Відносне зменшення енергоспоживання становило відповідно 45,1 і 62,4 %. Найбільший внесок у різницю сформував тривалий режим стабілізації штанги з невеликою потребою у гідравлічній потужності. Аналіз чутливості для запасу тиску Load-Sensing 1–3 МПа та ККД насоса 0,85–0,95 підтвердив стійкість основної закономірності. Отримані значення характеризують гідравлічну підсистему в межах квазістаціонарної розрахункової моделі та не можуть безпосередньо трактуватися як економія палива трактора. Результати можуть бути використані для попереднього вибору архітектури гідросистем машин зі значною часткою роботи за часткового навантаження та для планування подальшої експериментальної перевірки. Корисну гідравлічну потужність, потужність на приводі насоса, регулювальні та сумарні втрати, інтегральний ККД і енергоспоживання визначали для кожного режиму, після чого інтегрували з урахуванням його тривалості. Показано, що перевага адаптивного регулювання формується переважно у тривалих режимах неповного навантаження, коли надлишкова подача або системний тиск створюють непродуктивні витрати енергії.

DOI: 10.36910/acm.vi52.2332

Цитувати цю статтю:
Саржанов, Б. О. (2026). Порівняльна оцінка енергетичної ефективності гідравлічних приводів сільськогосподарських машин з різними способами регулювання. *Сільськогосподарські машини*, *52*, 85-94. https://doi.org/10.36910/acm.vi52.2332

СТАН ПИТАННЯ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Гідравлічний привод широко застосовується в сучасній сільськогосподарській техніці завдяки високій питомій потужності, плавному регулюванню швидкості та зручності дистанційного керування робочими органами. Енергетична ефективність мобільних гідросистем водночас визначається не лише ККД окремих компонентів, а й архітектурою системи та відповідністю подачі й тиску поточному навантаженню. За змінних режимів суттєвими джерелами втрат є дроселювання, надлишкова подача насоса та підтримання тиску, вищого за фактичну потребу виконавчого механізму (*Berne et al., 2021*).

У системах постійної подачі частина сформованого насосом потоку при частковому навантаженні не використовується для корисної роботи. Регульований насос із компенсацією тиску зменшує надлишкову подачу, але система продовжує підтримувати встановлений рівень тиску. У Load-Sensing системі насос адаптує і подачу, і тиск до навантаження, зберігаючи необхідний запас тиску для керування потоком. Це знижує регулювальні втрати, хоча не усуває їх повністю, особливо за одночасної роботи кількох споживачів (*Borghi et al., 2014; Siebert et al., 2017; Lisowski et al., 2021*).

Для сільськогосподарських агрегатів проблема особливо важлива через значну тривалість режимів часткового навантаження. Для тракторної гідросистеми потужністю близько 298 кВт, агрегатованої з 16-рядною сівалкою, удосконалене керування тиском забезпечило близько 18 % підвищення енергетичної ефективності; для дистанційних гідровиходів також показано суттєву залежність розподілу потужності від структури робочого циклу (*Tian et al., 2019; Tian et al., 2024*).

Характерним прикладом машини зі змінним гідравлічним навантаженням є причіпний польовий обприскувач. Складання і розкладання штанги, зміна її висоти та корекція положення створюють короткочасні режими підвищеної потреби в потоці, тоді як автоматична стабілізація переважно відбувається за невеликої гідравлічної потужності. Така структура циклу є зручною для порівняння систем постійної подачі, постійного тиску та Load-Sensing регулювання (*Li et al., 2023a*).

Мета дослідження – порівняти енергетичну ефективність системи постійної подачі з дросельним регулюванням, системи з регульованим насосом і компенсацією тиску та Load-Sensing системи за єдиного модельного робочого циклу причіпного польового обприскувача.

МАТЕРІАЛИ І МЕТОДИ

Як референтні об’єкти для формування меж розрахункової моделі обрано ELVORTI TETIS 24 та HORSCH Leeb 4 AX. Обидві машини належать до класу причіпних польових обприскувачів і можуть працювати з 24-метровою штангою. TETIS 24 має бак 3200 л, робочу швидкість 6–15 км/год та масляну гідросистему із сімома гідроциліндрами; Leeb 4 AX має бак 4000 л, робочу швидкість 4–16 км/год і допускає живлення гідравлічних функцій безпосередньо від Load-Sensing системи трактора з потрібною подачею близько 30 л/хв (*ELVORTI JSC, n.d.; HORSCH Maschinen SE & Co. KG, n.d.*). Основні характеристики наведено в таблиці 1. Параметри насосів робочого розчину використано лише для загальної характеристики машин; у розрахунках досліджувалася масляна гідросистема приводу та позиціонування робочих органів.

Таблиця 1 – Основні характеристики обраних обприскувачів

Показник	ELVORTI TETIS 24	HORSCH Leeb 4 AX
Тип машини	напівпричіпний обприскувач	причіпний обприскувач
Робоча ширина для дослідження, м	24	24
Об’єм основного бака, л	3200	4000
Робоча швидкість, км/год	6–15	4–16
Продуктивність насоса робочого розчину, л/хв	до 250	270
Максимальний тиск системи обприскування, МПа	1,5	0,8
Живлення масляної гідросистеми	гідросистема трактора	Load-Sensing / комбінована / автономна

Показник	ELVORTI TETIS 24	HORSCH Leeb 4 AX
Особливості гідросистеми	7 гідроциліндрів, п’ятисекційний розподільник	Load-Sensing, автономна гідросистема, BoomControl
Необхідна подача оливи, л/хв	виробником окремо не зазначена	близько 30

Для порівняння сформовано три умовні схеми (рис. 1). У варіанті A насос постійної подачі формує 30 л/хв у всіх активних режимах, а тиск дорівнює тиску навантаження плюс регулювальний перепад 2 МПа. У варіанті B регульований насос подає стільки оливи, скільки потребує споживач, але підтримує постійний тиск 18 МПа. У варіанті C Load-Sensing насос адаптує подачу до споживача, а тиск підтримує на 2 МПа вище фактичного навантаження. Така постановка дозволяє порівнювати саме спосіб регулювання за однакової виконавчої частини (*Borghi et al., 2014; Siebert et al., 2017; Kolář et al., 2024*).

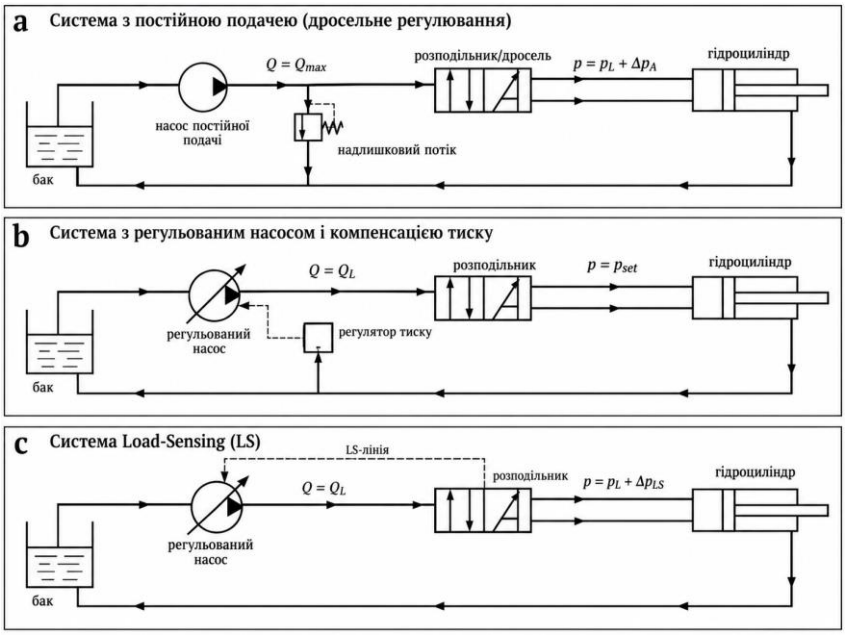


Рис. 1 – Спрощені структурні схеми досліджуваних гідравлічних систем: a – система постійної подачі; b – система з регульованим насосом і компенсацією тиску; c – Load-Sensing система

Модельний цикл нормовано до 60 хв і поділено на п’ять режимів: складання або розкладання штанги, встановлення робочої висоти, тривалу автоматичну стабілізацію, розвороти з інтенсивнішими корекціями та проміжки без корисного руху виконавчих механізмів. Параметри режимів наведено в таблиці 2. Максимальну подачу 30 л/хв прийнято за технічною характеристикою HORSCH Leeb AX; інші значення подачі й тиску є модельними припущеннями, однаковими для всіх трьох схем. Режим V у базовому кількісному порівнянні прийнято з нульовою корисною потужністю, а standby-втрати не включали через відсутність характеристик конкретних насосів і нейтрального контуру.

Таблиця 2 – Параметри модельного робочого циклу гідравлічної системи

Режим	Характер операції	t, хв	Частка циклу, %	Q_L, л/хв	p_L, МПа
I	Складання / розкладання штанги	4	6,7	30	16
II	Піднімання, опускання та встановлення робочої висоти	4	6,7	18	12
III	Робочий рух з автоматичною стабілізацією штанги	38	63,3	6	7
IV	Розвороти та інтенсивне коригування положення штанги	10	16,7	12	10

Режим	Характер операції	t, хв	Частка циклу, %	Q_L, л/хв	p_L, МПа
V	Мінімальна потреба в гідравлічній енергії між активними корекціями	4	6,7	0	0
Разом	—	60	100	—	—

Енергетичний розрахунок виконували квазістаціонарно для кожного режиму. Корисну гідравлічну потужність визначали за залежністю (1), де тиск задано в МПа, а подачу – у л/хв. Максимальні параметри трьох схем вирівняно на рівні 18 МПа та 30 л/хв; загальний ККД насоса в базовому сценарії для всіх варіантів прийнято однаковим і рівним 0,90. Базові параметри наведено в таблиці 3.

Таблиця 3 – Вихідні параметри базової розрахункової моделі

Параметр	Позначення	Значення	Характер значення
Максимальна подача системи	Q_{max}	30 л/хв	технічна характеристика / верхня межа моделі
Максимальний тиск навантаження	p_L,max	16 МПа	модельний робочий цикл
Подача насоса системи А	Q_A,max	30 л/хв	прийняте значення
Регулювальний перепад системи А	ΔpA	2 МПа	модельне припущення
Встановлений тиск системи В	pset	18 МПа	розрахункове значення
Load-Sensing margin	ΔpLS	2 МПа	базове модельне значення
Загальний ККД насоса	ηp	0,90	однакове модельне значення
Тривалість модельного циклу	T	60 хв	прийняте значення

$$P_{u,i} = \frac{p_{L,i} Q_{L,i}}{60}, \quad (1)$$

де Pu – корисна гідравлічна потужність, кВт; pL – тиск навантаження, МПа; QL – необхідна подача робочої рідини, л/хв.

Гідравлічну потужність насоса для кожної схеми визначали за тією самою залежністю з фактичними для відповідного варіанта значеннями тиску і подачі. Механічну потужність на приводі насоса обчислювали за виразом (2).

$$P_{\text{in},j,i} = \frac{P_{\text{h},j,i}}{\eta_p}. \quad (2)$$

де Pin – механічна потужність на приводі насоса, кВт; Ph – сформована насосом гідравлічна потужність, кВт; ηp – загальний ККД насоса.

Для аналізу структури втрат використовували регулювальні втрати, власні втрати насоса та їх суму, які визначали за виразами (3)–(5).

$$P_{\text{reg},j,i} = P_{\text{h},j,i} - P_{u,i}. \quad (3)$$

$$P_{\text{pump},j,i} = P_{\text{in},j,i} - P_{\text{h},j,i}. \quad (4)$$

$$P_{\text{loss},j,i} = P_{\text{in},j,i} - P_{u,i} = P_{\text{reg},j,i} + P_{\text{pump},j,i}. \quad (5)$$

Енергетичну ефективність у кожному режимі визначали за (6), а сумарне енергоспоживання і корисну енергію за цикл – за (7) та (8).

$$\eta_{\text{sys},j,i} = \frac{P_{u,i}}{P_{\text{in},j,i}} \cdot 100\%. \quad (6)$$

$$E_j = \sum_{i=1}^{n} P_{\text{in},j,i} \frac{t_i}{60}, \quad (7)$$

де E_j – енергоспоживання системи j за цикл, кВт·год; t_i – тривалість режиму i, хв; n – кількість режимів.

$$E_u = \sum_{i=1}^{n} P_{u,i} \frac{t_i}{60}. \quad (8)$$

Інтегральну ефективність циклу та відносне зменшення енергоспоживання порівняно з базовою системою A визначали за (9) і (10).

$$\eta_{\text{cycle},j} = \frac{E_u}{E_j} \cdot 100\%. \quad (9)$$

$$\Delta E_j = \frac{E_A - E_j}{E_A} \cdot 100\%, j = B, C. \quad (10)$$

Для оцінки стійкості результатів виконано аналіз чутливості: для Load-Sensing системи запас тиску змінювали від 1 до 3 МПа, а для всіх трьох варіантів загальний ККД насоса – від 0,85 до 0,95.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ОБГОВОРЕННЯ

Розрахунок виконано для чотирьох активних режимів. У режимі I за подачі 30 л/хв і тиску навантаження 16 МПа всі три схеми працювали за однакової потужності приводу насоса 10,0 кВт та ефективності 80,0 %. За зниження навантаження відмінності швидко зростали (таблиця 4; рис. 2). У режимі II потужність приводу становила 7,78 кВт для системи A, 6,00 кВт для B та 4,67 кВт для C.

Таблиця 4 – Розрахункові енергетичні показники досліджуваних гідросистем

Режим	Система	Pu, кВт	Pin, кВт	Ploss, кВт	ηsys, %
I	A	8,00	10,00	2,00	80,0
I	B	8,00	10,00	2,00	80,0
I	C	8,00	10,00	2,00	80,0
II	A	3,60	7,78	4,18	46,3
II	B	3,60	6,00	2,40	60,0
II	C	3,60	4,67	1,07	77,1
III	A	0,70	5,00	4,30	14,0
III	B	0,70	2,00	1,30	35,0
III	C	0,70	1,00	0,30	70,0
IV	A	2,00	6,67	4,67	30,0
IV	B	2,00	4,00	2,00	50,0
IV	C	2,00	2,67	0,67	75,0

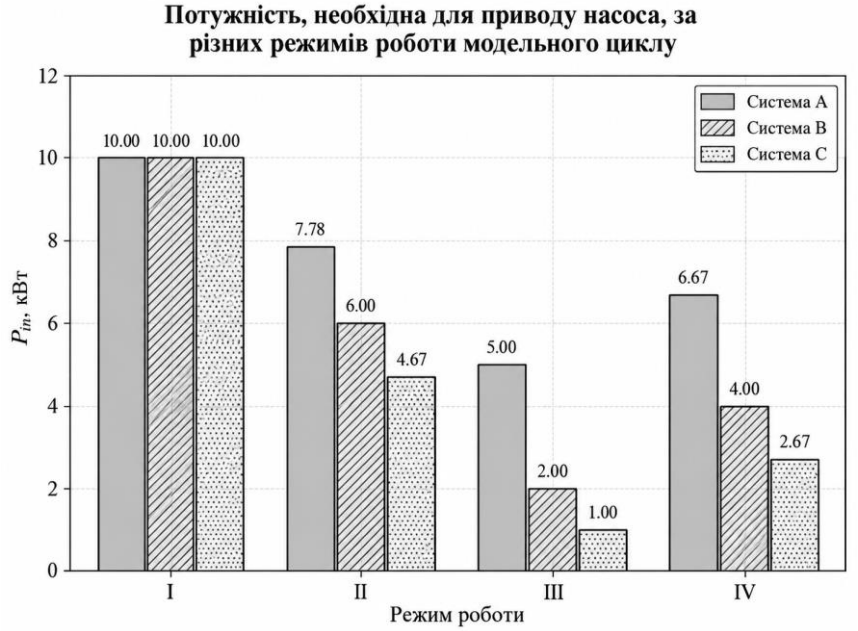


Рис. 2 – Потужність, необхідна для приводу насоса, за різних режимів модельного робочого циклу

Найбільша різниця отримана для режиму III, який моделює тривалу стабілізацію штанги. За корисної потужності 0,70 кВт система A потребувала 5,00 кВт механічної потужності, система B – 2,00 кВт, а система C – 1,00 кВт. Відповідні значення ККД становили 14,0; 35,0 та 70,0 %. У режимі IV вони становили 30,0; 50,0 та 75,0 %. Сумарні втрати потужності для режимів показано на рис. 3; їх найбільше скорочення також спостерігалося за часткового навантаження.

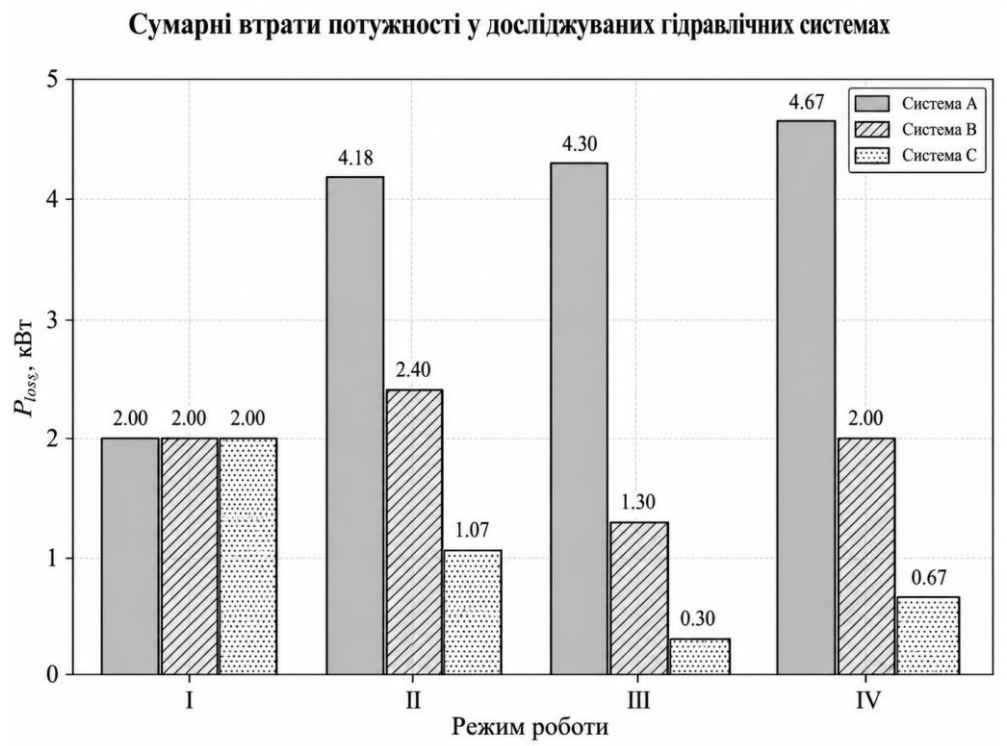


Рис. 3 – Сумарні втрати потужності у досліджуваних гідравлічних системах

З урахуванням тривалості режимів сумарне енергоспоживання за 60-хвилинний цикл становило 5,46 кВт·год для системи A, 3,00 кВт·год для системи B та 2,06 кВт·год для системи C (таблиця 5; рис. 4). За однакової корисної енергії 1,55 кВт·год інтегральна ефективність циклу становила відповідно 28,4; 51,7 та 75,4 %. Отже, відносне зменшення енергоспоживання порівняно з базовою схемою становило 45,1 % для системи B та 62,4 % для Load-Sensing системи. Майже 58 % витрат енергії системи A припадало на режим III, що підтверджує вирішальне значення тривалих режимів малої потреби в потоці.

Таблиця 5 – Підсумкові енергетичні показники модельного робочого циклу

Показник	Система A	Система B	Система C
Спожита енергія, кВт·год	5,463	3,000	2,056
Корисна енергія, кВт·год	1,550	1,550	1,550
Сумарні втрати, кВт·год	3,913	1,450	0,506
Інтегральна ефективність, %	28,4	51,7	75,4
Зниження енергоспоживання відносно A, %	—	45,1	62,4

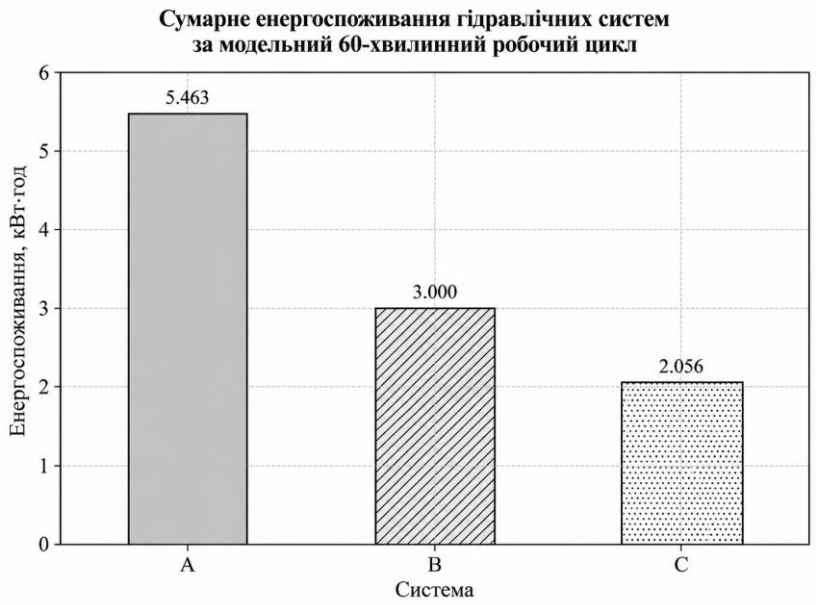


Рис. 4 – Сумарне енергоспоживання гідравлічних систем за модельний 60-хвилинний робочий цикл

Аналіз чутливості показав, що збільшення запасу тиску Load-Sensing від 1 до 3 МПа підвищувало енергоспоживання системи С з 1,89 до 2,22 кВт·год і знижувало інтегральну ефективність з 82,1 до 69,8 % (таблиця 6; рис. 5). Навіть за найбільшого дослідженого запасу тиску енергоспоживання залишалося приблизно на 59,3 % нижчим, ніж у системи А. Зміна однакового для всіх схем ККД насоса від 0,85 до 0,95 змінювала абсолютні значення енергії, але практично не впливала на відносне співвідношення між системами.

Таблиця 6 – Вплив запасу тиску Load-Sensing на енергетичні показники системи С

Δp_{LS}, МПа	E_C, кВт·год	Сумарні втрати, кВт·год	Інтегральна ефективність, %	Зниження енергоспоживання відносно А, %
1	1,889	0,339	82,1	65,4
2	2,056	0,506	75,4	62,4
3	2,222	0,672	69,8	59,3

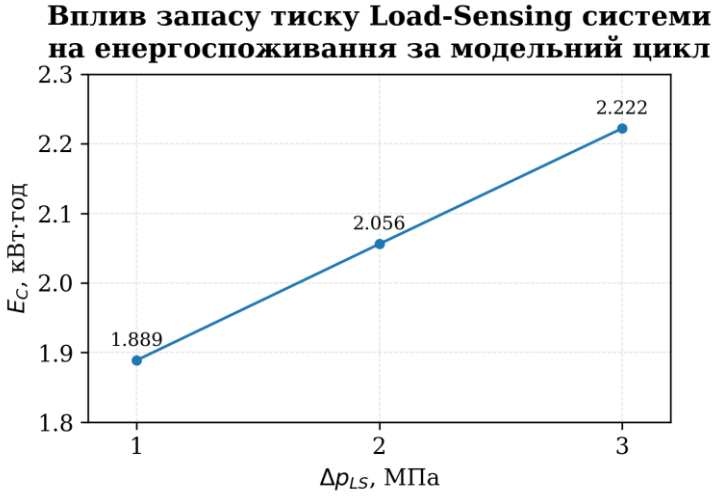


Рис. 5 – Вплив запасу тиску Load-Sensing системи на енергоспоживання за модельний цикл

Отримана закономірність відповідає фізичній природі втрат мобільних гідросистем. Система постійної подачі втрачає енергію через надлишковий потік і дроселювання, система постійного тиску

усуває значну частину втрат подачі, але зберігає надлишковий перепад тиску, тоді як Load-Sensing регулювання зменшує обидві складові. Подібний масштаб ефекту можливий при порівнянні з базовою схемою, що має значні дросельні втрати: для multi-pressure rail архітектури в аграрних застосуваннях моделювання показувало зниження потужності на валу насоса до 59 %, а подальша експериментальна перевірка підтвердила істотне зменшення необхідної потужності (Guo et al., 2022; Guo et al., 2026).

Для модернізації вже ефективних Load-Sensing систем опублікований ефект є меншим: близько 18 % для удосконаленого керування тиском і 6,7–15,6 % для окремих способів керування pre-compensated LS-системою (Tian et al., 2021; Tian et al., 2024). Це не суперечить результатам цієї роботи, оскільки базовим варіантом тут є система постійної подачі, а 38 хв із 60-хвилинного циклу припадають на режим невеликої потреби в потоці. Отримані 62,4 % характеризують лише енергію приводу гідравлічного насоса в межах моделі і не є прогнозом економії дизельного палива.

Для польового обприскувача практичне значення результату пов'язане з характером роботи штанги: повне складання або значне переміщення короткочасні, тоді як корекції висоти й нахилу тривають значну частину польового проходу (Li et al., 2023a). Модель при цьому не враховує перехідні процеси, втрати в магістралях і з'єднаннях, зміну властивостей робочої рідини, внутрішні витоки та залежність ККД насоса від робочої точки. Тому вона призначена для порівняльної оцінки; експериментальна перевірка має передбачати реєстрацію тиску, подачі та тривалості режимів на реальній машині (Kapsiz, 2022; Kolář et al., 2024).

ВИСНОВКИ

Порівняння трьох схем показало, що вплив способу регулювання найбільше проявляється при частковому навантаженні. За максимального режиму всі системи мали однакову розрахункову потужність приводу насоса 10,0 кВт і ефективність 80,0 %, тоді як у режимі стабілізації штанги ККД становив 14,0 % для системи A, 35,0 % для B та 70,0 % для C.

За модельний 60-хвилинний цикл система постійної подачі споживала 5,46 кВт·год, система з регульованим насосом і компенсацією тиску – 3,00 кВт·год, а Load-Sensing система – 2,06 кВт·год. Відносне зменшення енергоспоживання становило 45,1 і 62,4 % відповідно; основну частину різниці сформував тривалий режим малої потреби у гідравлічній потужності.

Зміна запасу тиску Load-Sensing у межах 1–3 МПа та ККД насоса в межах 0,85–0,95 не змінила основної закономірності. Отримані значення характеризують гідравлічну підсистему в межах прийнятої квазістаціонарної моделі. Для переходу до прогнозу реального енергоспоживання необхідна експериментальна реєстрація тиску, подачі та тривалості режимів польового обприскувача.

СПИСОК ПОСИЛАНЬ

Berne, L. J., Raush, G., Gamez-Montero, P. J., Roquet, P., & Codina, E. (2021). Multi-point-of-view energy loss analysis in a refuse truck hydraulic system. Energies, 14(9), 2707. https://doi.org/10.3390/en14092707

Borghi, M., Zardin, B., Pintore, F., & Belluzzi, F. (2014). Energy savings in the hydraulic circuit of agricultural tractors. Energy Procedia, 45, 352–361. https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.01.038

ELVORTI JSC. (n.d.). Sprayers TETIS: technical data and equipment. Retrieved September 22, 2026, from https://elvorti.com/catalog/obpriskuvachi/tetis.html?lang=en

Guo, X., Lengacher, J., & Vacca, A. (2022). A variable pressure multi-pressure rail system design for agricultural applications. Energies, 15(17), 6173. https://doi.org/10.3390/en15176173

Guo, X., Lengacher, J., Vacca, A., & Jenkins, R. (2026). Quantification of energy savings due to the adoption of multi-pressure rail technology in an agricultural tractor: Implement system through experiments. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering. Advance online publication. https://doi.org/10.1177/09596518261455395

HORSCH Maschinen SE & Co. KG. (n.d.). Leeb AX. Simple – safe – precise. Retrieved September 22, 2026, from https://www.horsch.com/ua/produkti/obpriskuvachi/prichipni-obpriskuvachi/leeb-ax

Kapsiz, M. (2022). The efficiency of mobile hydraulic system with diesel engine and axial piston pump analysis. Journal of Engineering Research, 10(4B), 216–228. https://doi.org/10.36909/jer.11137

Kolář, D., Bureček, A., Hružík, L., Ledvoň, M., Polášek, T., Jablonská, J., & Lenhard, R. (2024). Static characteristics and energy consumption of the pressure-compensated pump. Processes, 12(6), 1081. https://doi.org/10.3390/pr12061081

Li, J., Nie, Z., Chen, Y., Ge, D., & Li, M. (2023a). Development of boom posture adjustment and control system for wide spray boom. Agriculture, 13(11), 2162. https://doi.org/10.3390/agriculture13112162

Li, Y., Yu, C., Chen, G., Yang, M., Zhang, Y., & Wang, F. (2023b). An electro-hydraulic-load-sensitive system on the basis of torque open-loop control. Processes, 11(9), 2618. https://doi.org/10.3390/pr11092618

Lisowski, E., Filo, G., & Rajda, J. (2021). Analysis of the energy efficiency improvement in a Load-Sensing hydraulic system built on the ISO plate. Energies, 14(20), 6735. https://doi.org/10.3390/en14206735

Siebert, J., Wydra, M., & Geimer, M. (2017). Efficiency improved Load Sensing system—Reduction of system inherent pressure losses. Energies, 10(7), 941. https://doi.org/10.3390/en10070941

Tian, X., Gomez, J. C., Vacca, A., Fiorati, S., & Pintore, F. (2019). Analysis of power distribution in the hydraulic remote system of agricultural tractors through modelling and simulations. In ASME/BATH 2019 Symposium on Fluid Power and Motion Control (V001T01A042). https://doi.org/10.1115/FPMC2019-1686

Tian, X., Stump, P., Vacca, A., Fiorati, S., & Pintore, F. (2021). Power-saving solutions for pre-compensated Load-Sensing systems on mobile machines. Transactions of the ASABE, 64(5), 1435–1448. https://doi.org/10.13031/trans.14376

Tian, X., Guo, X., Stump, P., Vacca, A., Fiorati, S., & Pintore, F. (2024). A pressure control method for increasing the energy efficiency of the hydraulic system powering agricultural implements. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering, 238(6), 1067–1088. https://doi.org/10.1177/09596518241227250

e-ISSN 2708-9754; ISSN 2307-1699
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, 2026, Вип. 52
AGRICULTURAL MACHINES, 2026, Vol. 52

COMPARATIVE STUDY OF SOIL TILLAGE STRATEGIES IN THE SUMY AND MYKOLAIV REGIONS

M. Shelest *

Mykolaiv National Agrarian University, Mykolaiv, Ukraine

AGRICULTURAL MACHINES
AM
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Key words:
mechanical soil tillage,
zonal farming,
soil degradation,
Dry Steppe,
Forest-Steppe,
draft resistance,
moisture availability.

Article history:
Received 14.09.2026
Reviewed 30.09.2026
Approved 30.10.2026

****Corresponding author:***
koladj1992@gmail.com

ABSTRACT

The article presents the results of a comprehensive comparative study of mechanical soil tillage strategies under the contrasting soil and climatic conditions of the Forest-Steppe and Polissya (Sumy region) and the Dry Steppe (Mykolaiv region). The necessity of strict adherence to the zonal principle of farming is substantiated against the background of global climate change, the intensification of extreme weather events, and the progressive degradation of agricultural land. Based on a systemic analysis of geoinformation data (interactive soil maps) and professional literature, the impact of conventional moldboard plowing, deep moldboardless chiseling, and advanced resource-saving systems (Mini-Till, No-Till, Strip-Till) on key agroecological soil parameters is investigated in detail. Particular attention is paid to the biophysical processes of moisture transfer and changes in the structural-aggregate state of the arable layer. It is proven that for the conditions of the Sumy region (where sod-podzolic and gray forest soils prevail), the priority is differentiated tillage with periodic deep loosening (up to 35–40 cm) to destroy the plow pan, prevent overcompaction, improve gas aeration, and prevent water erosion on slopes. In contrast, for the Mykolaiv region, where southern chernozems dominate and a severe deficit of precipitation is observed, a critical requirement is the uncontested application of moisture-saving direct seeding technologies (No-Till) or strip tillage (Strip-Till). It is proven that the mandatory retention of crop residues as a protective mulch radically reduces physical evaporation and prevents destructive wind erosion (dust storms). A technical and economic comparison of the energy intensity of core operations is carried out based on mathematical models of draft resistance. It has been established that the transition to minimal interventions allows reducing fuel consumption from 18–25 L/ha to 3–6 L/ha, which confirms the absolute economic and environmental inefficiency of conventional plowing in arid regions. Based on the research results, an extended practical matrix for adapting tillage systems to the specifics of the studied zones has been developed, which will serve as an effective tool for making efficient managerial decisions in agribusiness.

DOI: 10.36910/acm.vi52.2333

To cite this article:
Shelest, M. (2026). Comparative study of soil tillage strategies in the sumy and mykolaiv regions. *Agricultural Machines*, *52*, 95-105. https://doi.org/10.36910/acm.vi52.2333

e-ISSN 2708-9754; ISSN 2307-1699
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, 2026, Вип. 52
AGRICULTURAL MACHINES, 2026, Vol. 52

УДК 631.51:631.31:631.95

ПОРІВНЯЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ СТРАТЕГІЙ ОБРОБІТКУ ҐРУНТУ В СУМСЬКІЙ ТА МИКОЛАЇВСЬКІЙ ОБЛАСТЯХ

М.С. Шелест *

Миколаївський національний аграрний університет, Миколаїв, Україна

AGRICULTURAL MACHINES
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Ключові слова:
механічний обробіток ґрунту,
зональне землеробство,
деградація ґрунтів,
Сухий Степ,
Лісостеп,
тяговий опір,
вологозабезпеченість

Історія публікації:
Отримано 14.09.2026
Прорецензовано 30.09.2026
Затверджено до друку 30.10.2026

****Автор для листування:***
koladj1992@gmail.com

АНОТАЦІЯ

У статті представлено результати комплексного порівняльного дослідження стратегій механічного обробітку ґрунту в контрастних ґрунтово-кліматичних умовах Лісостепу і Полісся (Сумська область) та Сухого Степу (Миколаївська область). Обґрунтовано необхідність суворого дотримання зонального принципу землеробства на тлі глобальних кліматичних змін, посилення екстремальних погодних явищ та прогресуючої деградації сільськогосподарських угідь. На основі системного аналізу геоінформаційних даних (інтерактивних карт ґрунтів) та фахової літератури детально досліджено вплив класичної лемішно-полицевої оранки, глибокого безполицевого чизелювання та новітніх ресурсозберігаючих систем (Mini-Till, No-Till, Strip-Till) на ключові агроекологічні показники ґрунту. Особливу увагу приділено біофізичним процесам вологоперенесення та змінам структурно-агрегатного стану орного шару. Доведено, що для умов Сумщини (де переважають дерново-підзолисті та сірі лісові ґрунти) пріоритетним є диференційований обробіток із періодичним глибоким розпушуванням (до 35–40 см) для руйнування плужної підошви, запобігання переущільненню, покращення газової аерації та попередження водної ерозії на схилах. Натомість для Миколаївщини, де домінують південні чорноземи і спостерігається жорсткий дефіцит опадів, критичною вимогою є безальтернативне застосування вологозберігаючих технологій прямого висіву (No-Till) або смугового обробітку (Strip-Till). Доведено, що обов'язкове збереження пожнивних решток як захисної мульчі радикально знижує фізичне випаровування та запобігає руйнівній вітровій ерозії (пиловим бурям). Здійснено техніко-економічне порівняння енергоємності основних операцій на базі математичних моделей тягового опору. Встановлено, що перехід до мінімальних втручань дозволяє скоротити витрати пального з 18–25 л/га до 3–6 л/га, що підтверджує абсолютну економічну та екологічну недоцільність традиційної оранки у посушливих регіонах. За результатами дослідження сформовано розширену практичну матрицю адаптації ґрунтообробних систем до специфіки досліджуваних зон, що слугуватиме дієвим інструментом для прийняття ефективних управлінських рішень в агробізнесі.

DOI: 10.36910/acm.vi52.2333

Цитувати цю статтю:
Шелест, М. С. (2026). Порівняльне дослідження стратегій обробітку ґрунту в сумській та миколаївській областях . *Сільськогосподарські машини*, *52*, 95-105. https://doi.org/10.36910/acm.vi52.2333

СТАН ПИТАННЯ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Механічний обробіток ґрунту історично залишається ключовим важелем регулювання його родючості, формування оптимальної архітектоніки орного шару та створення найкращих термодинамічних умов для росту й розвитку культурних рослин. Цей складний, багатогранний процес охоплює низку базових технологічних операцій, серед яких: перевертання скиби, розпушування, крошіння, ущільнення, вирівнювання поверхні та закриття вологи. Кожна з цих механічних дій має своє чітке агротехнічне та біофізичне призначення.

Зокрема, перевертання скиби забезпечує вертикальний перерозподіл ґрунтових шарів, що дозволяє не лише ефективно заробляти пожнивні рештки, мінеральні та органічні добрива, але й переміщувати насіння бур'янів і збудників хвороб у нижню, біологічно менш активну частину орного горизонту. Своєю чергою, своєчасне розпушування та крошіння змінюють структурно-агрегатний стан ґрунту, оптимізуючи співвідношення між капілярною і некапілярною пористістю. Це суттєво покращує аерацію та водопроникність у кореневмісному шарі, запобігаючи розвитку анаеробних процесів деградації органічної речовини. Не менш важливою фізичною операцією є ущільнення ґрунту шляхом прикочування, яке є необхідним для відновлення капілярного підтягування вологи з глибших горизонтів безпосередньо до посівного ложа, що гарантує рівномірний, щільний контакт насіння з ґрунтовими частинками і прискорює проростання.

Попри загальновизнану фундаментальну важливість цих операцій, актуальність дослідження зумовлена тим, що сучасний етап розвитку агрономічної науки та практики вимагає суворого, науково обґрунтованого дотримання зонального принципу землеробства. Застосування універсальних чи традиційних підходів без урахування місцевих мікрокліматичних, фізико-хімічних умов часто призводить до стрімкої деградації ґрунтів, втрати гумусу та порушення мікробіому. Залежно від клімату, пріоритетні завдання механічного обробітку кардинально відрізняються. У посушливих регіонах головним завданням стає максимальне накопичення і збереження дефіцитної вологи, а також створення захисного екрана для запобігання руйнівній вітровій ерозії. Натомість у зонах із достатнім рівнем зволоження на перший план виходять зовсім інші технологічні вимоги,а саме забезпечення належної аерації, розущільнення перезволоженого ґрунту та запобігання водній ерозії на схилових землях шляхом безпечного відведення надлишку опадів у нижчі горизонти.

Враховуючи зазначені агроекологічні виклики та тенденції до посилення екстремальних погодних явищ, виникає нагальна потреба в науково обґрунтованому виборі ґрунтообробних систем для конкретних територій. З огляду на це, метою даного дослідження є проведення комплексного порівняльного аналізу стратегій обробітку ґрунту на прикладі двох контрастних ґрунтово-кліматичних регіонів України: зони Лісостепу та Полісся (Сумська область) і зони Сухого Степу (Миколаївська область).

Сучасний рівень розвитку сільськогосподарського машинобудування, зокрема технологій і конструкцій ґрунтообробної техніки, є результатом тривалого, багатоетапного еволюційного шляху людства. Як свідчать історичні та наукові джерела, цей шлях був започаткований виникненням першого праобразу плуга та створенням стародавніми шумерами «Календаря землероба» ще наприкінці IV тисячоліття до н.е. *(Войтюк та ін., 2006)*. Протягом тривалого донаукового періоду основним знаряддям для обробітку слугували примітивні дерев'яні розпушувачі, дія яких зводилася до простого дряпання верхнього шару.

Вирішальним технологічним проривом в агрономічній практиці стало застосування заліза для виготовлення робочих органів, що відбулося у VIII–IX століттях. Відтоді історичний розвиток полицевого плуга здійснювався виключно в напрямку забезпечення прийому обертання скиби на певний кут. Цей кінематичний процес передбачає складний просторовий і вертикальний перерозподіл частинок ґрунту з переміщенням верхнього задернілого шару вниз, а нижнього – вгору, за умови його одночасного та якісного розкришування на структурні агрегати заданого розміру. *(Войтюк та ін., 2006)*.

Наукове обґрунтування просторової геометрії та форми полиці розпочалося у XVIII–XIX століттях, задовго до масової появи та впровадження суцільнометалевих агрегатів. Перші інженерні кроки у цьому напрямку зробив у 1765 році німецький механік Отто Мюнхаузен, який запропонував раціональну форму полиці, а в 1774 році дослідник Арбутрон здійснив перші математичні пошуки її

оптимальної геометрії, намагаючись описати поверхню кривими другого порядку. Визначний внесок у теоретичні розрахунки зробив англійський землероб Д. Бейлі у 1795 році. Спостерігаючи за скрученим пластом ґрунту, він побудував полицю і вивів класичне співвідношення між шириною і глибиною скиби. Подальша еволюція супроводжувалася отриманням у 1797 році Чезом Ньюболдом привілею на перший суцільночавунний плуг. Паралельно, в Італії у 1830 році Лямбручині та Рідольфі теоретично обґрунтували гелікоїдальну (гвинтову) поверхню полиці, що значно знижувало залипання на вологих ґрунтах. Знаковим етапом для світового землеробства стало створення у 1827 році чеськими винахідниками братами Францом і Венцелем Веверками плуга-рухадла з циліндричною полицею, що був спеціально пристосований для інтенсивного кришіння важкого ґрунту. Масове індустріальне виробництво сталевих плугів розпочав John Deere в Америці (1837–1847 рр.), а в Європі Р. Сакк у 1863–1870 роках розробив та впровадив у серійний випуск так званий «культурний» плуг, обладнаний передплужником та дернознімачем для повного обороту пласта.

Особливе і вагоме місце в огляді літератури та історії світової аграрної науки відводиться Україні, де формувалися потужні інженерні фундаменти сільськогосподарської механіки. Видатну роль у цьому процесі відіграв професор Київського політехнічного інституту Камілл Гаврилович Шиндлер (1869–1940). Він став першим дослідником, який концептуально поєднав агрономічний та інженерний напрями досліджень. Крім того, він заснував першу випробувальну станцію сільськогосподарських машин у 1900 році та розробив фундаментальні класичні праці з теорії й конструкції орних знарядь.

Його колега і видатний сучасник, академік В. П. Горячкін, розробив кінематичну й динамічну теорію полиці та вивів фундаментальну формулу тягового опору плуга. Ця математична модель дозволила розкласти загальний опір агрегату на три складові: опір перекочуванню, опір деформації пласта та кінетичну енергію відкидання ґрунту:

$$P = f \cdot G + k \cdot a \cdot b + \varepsilon \cdot a \cdot b \cdot v^2 \quad (1)$$

Де: P – повний тяговий опір плуга;
f – коефіцієнт тертя кочення;
G – вага агрегату;
k – питомий опір ґрунту деформації;
a та b – відповідно глибина і ширина захвату;
ε – коефіцієнт, що залежить від форми робочої поверхні;
v – швидкість руху агрегату.

Ця формула дотепер залишається базовою у наукових дослідженнях (зокрема, при моделюванні новітніх енергоощадних робочих органів та оцінці витрат палива) (Мелентьєв та ін., 2024). Практичний інженерний внесок у розвиток вітчизняного плугобудування зробили також талановиті винахідники й підприємці: А. А. Бобринський (автор ґрунтопоглиблювача), В. І. Васильчиков (конструктор суцільнометалевого безпередкового плуга), Р. Циховський (розробник двоярусного плуга) та І. Ген, зусиллями якого в Одесі було засновано один із перших великих заводів із виготовлення плугів.

МАТЕРІАЛИ І МЕТОДИ

Для проведення комплексного порівняльного аналізу стратегій механічного обробітку ґрунту в різних ґрунтово-кліматичних зонах України було використано інтегрований підхід, що поєднує методи наукового узагальнення, системного аналізу та просторового картографічного моделювання. Основною інформаційною базою для визначення актуальних агроекологічних умов та деталізованої структури ґрунтового покриву досліджуваних регіонів стали сучасні геоінформаційні дані. Зокрема, точна ідентифікація типів ґрунтів та їх поширення в зоні Лісостепу і Полісся (Сумська область), а також у зоні ризикованого землеробства Сухого Степу (Миколаївська область) здійснювалася на основі використання офіційних картографічних джерел – інтерактивних карт ґрунтів областей, розроблених ДНВП «Картографія» (ДНВП «Картографія», б. р.). Застосування ГІС-технологій дозволило врахувати просторову гетерогенність полів, рельєф та гранулометричний склад, що є першочерговим етапом при проектуванні технологічних карт.

Оцінка ефективності застосування різноманітних ґрунтообробних технологій – від класичного полицевого обробітку до новітніх ресурсозберігаючих систем (Mini-Till, No-Till, Strip-Till) – здійснювалася за допомогою багатофакторного порівняльного аналізу їхнього впливу на критичні агроекологічні показники. Під час дослідження детально аналізувалися такі параметри, як здатність ґрунту зберігати вологу, ризик виникнення вітрової та водної ерозії, а також процеси переущільнення й порушення аерації орного шару. Для формування комплексного об'єктивного уявлення про вплив різних агрегатів на фізико-механічні властивості ґрунту було проаналізовано спеціалізовану літературу з сільськогосподарського машинобудування та механіки ґрунтів.

Особлива увага в методології приділялася біофізичним процесам вологоперенесення. Динаміка випаровування вологи з відкритої поверхні ґрунту після його інтенсивного механічного розпушування описувалася на основі модифікованого рівняння дифузії та капілярного руху Дарсі:

$$E = -D_w(\theta)\frac{\partial \theta}{\partial z} - K(\theta) \quad (2)$$

де E – інтенсивність випаровування (потік вологи до поверхні);

$D_w(\theta)$ – коефіцієнт дифузії ґрунтової вологи, що є функцією об'ємної вологості θ;

$\frac{\partial \theta}{\partial z}$ – градієнт вологості за глибиною z;

$K(\theta)$ – гідравлічна провідність ґрунту.

Виходячи з цієї математичної моделі, відмова від механічного перевертання пласта і залишення на поверхні мульчі з пожнивних решток (за технологій No-Till або Strip-Till) створює потужний дифузійний і термічний бар'єр. Це експоненціально знижує значення градієнта та коефіцієнта $D_w(\theta)$, що дозволяє максимально зберегти дефіцитну вологу в умовах посушливого клімату. Важливим, а часто й вирішальним, критерієм в оцінці технологічних систем став техніко-економічний аналіз, зокрема порівняння питомих витрат пального під час виконання основних ґрунтообробних операцій. Аналіз енергоємності процесів засвідчив колосальний розрив від мінімальних 3–6 л/га при системі No-Till до максимальних 18–25 л/га при традиційній оранці плугом (Система No-till, 2022; Заєць та Невмержицький, б. р.). Ці показники проводилися на основі результатів досліджень ефективності роботи сучасних ґрунтообробних машин в реальних польових умовах.

Теоретичний розрахунок питомої витрати пального Q_{ha} (л/га) для агрегатів різного типу здійснювався з урахуванням тягового опору, кінематики руху та теплотехнічної ефективності двигуна трактора:

$$Q_{ha} = \frac{P \cdot v \cdot g_e}{3.6 \cdot \eta_t \cdot \eta_m \cdot B_r \cdot \rho_f \cdot 10^4} \quad (3)$$

де P – загальний тяговий опір ґрунтообробного знаряддя (кН);

v – робоча швидкість руху машинно-тракторного агрегату (км/год);

g_e – питома ефективна витрата палива двигуном (г/кВт·год);

η_t та η_m – відповідно тяговий і механічний коефіцієнти корисної дії трактора;

B_r – фактична робоча ширина захвату агрегату (м);

ρ_f – густина дизельного пального (кг/л).

Ця математична залежність доводить, що збільшення об'єму деформованого ґрунту (глибини обробітку) при оранці призводить до прямо пропорційного і не завжди виправданого зростання економічних витрат. Узагальнення цих геоінформаційних, фізичних та термодинамічних даних дозволило сформувати розширену порівняльну матрицю адаптації ґрунтообробних систем до специфіки Сумської та Миколаївської областей (Обробіток ґрунту за зонами, 2024). Такий системний підхід забезпечив комплексну оцінку не лише механічної роботи машин, але й їхнього довгострокового впливу на екосистему поля.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ОБГОВОРЕННЯ

Ґрунтово-кліматичні та просторово-екологічні особливості досліджуваних зон

Детальний системний аналіз картографічних джерел та поточних агроекологічних умов виявив кардинальні, подекуди антагоністичні відмінності між досліджуваними регіонами, що з інженерної та агрономічної точок зору абсолютно виключає застосування єдиних систем землеробства.

Сумська область, що географічно охоплює ґрунтово-кліматичні зони Полісся та Лісостепу, вирізняється надзвичайно високим різноманіттям і просторовою строкатістю ґрунтового покриву

(Інтерактивна карта ґрунтів Сумської області, б. р.). За даними інтерактивних карт, на північному заході та півночі регіону переважають дерново-підзолисті ґрунти, серед яких виділяють піщані, глинисто-піщані та супіщані відміни. Ці ґрунти характеризуються низькою буферністю, слабкою структурною стійкістю агрегатів та низьким вмістом гумусу. У центральній та південній частинах області домінують більш родючі масиви: сірі лісові ґрунти, а також чорноземи опідзолені, типові малогумусні та середньогумусні, що сформувалися на лесових материнських породах. Специфікою рельєфу цього регіону є наявність розгалуженої мережі заплав річок та знижень, де поширені гідроморфні ґрунти: лучні, лучно-чорноземні солонцюваті ґрунти, болотні ґрунти й низинні торфовища.

Клімат Сумського регіону характеризується помірним, а на крайній півночі – достатнім або навіть надлишковим рівнем зволоження. Інтенсивне сільськогосподарське використання цих земель та регулярні проходи важкої колісної і гусеничної техніки (особливо за умов високої вологості ґрунту) спричиняють специфічні біофізичні проблеми. Насамперед це переущільнення орного та підорного шарів із формуванням щільної, водонепроникної плужної підошви. Це явище викликає тимчасове перезволоження верхніх горизонтів (розвиток анаеробних процесів) та перешкоджає нормальному весняному прогріву ґрунту. Крім того, складний рельєф зумовлює високий ризик розвитку водної ерозії (площинного змиву та лінійного розмиву) на схилових землях під час інтенсивного весняного сніготанення та зливових дощів.

Своєю чергою, Миколаївська область розташована на півдні України в зоні вкрай ризикованого землеробства Сухого Степу (Інтерактивна карта ґрунтів Миколаївської області, б. р.). Ґрунтовий покрив тут є візуально менш строкатим, але має надзвичайно складні фізико-хімічні властивості: домінують чорноземи південні малогумусні на лесових породах та темно-каштанові залишково-солонцюваті ґрунти. У південних та прилиманних районах зустрічаються солончаки з високим вмістом легкорозчинних солей, а в подівських безстічних зниженнях формуються специфічні лучно-чорноземні оглеєні солонцювато-осолоділі ґрунти.

Цей південний регіон перебуває під постійним впливом суворого посушливого клімату, для якого характерні екстремально високі температурні режими, критичний дефіцит атмосферних опадів та часті суховії, що викликають атмосферну посуху. Основними агроекологічними загрозами для Миколаївщини визначено: критичний дефіцит ґрунтової вологи в усі фази вегетації рослин, надмірну випаровуваність із відкритої, незахищеної поверхні (фізичне випаровування часто перевищує обсяг опадів), високу вразливість оголених (особливо розпорошених механічним обробітком) ґрунтів до вітрової ерозії – дефляції та пилових бур. Додатковим фактором ризику є швидка термічна та механічна деструкція ґрунтової структури за умови перевертання пласта на поверхню під час високих температур інсоляції.

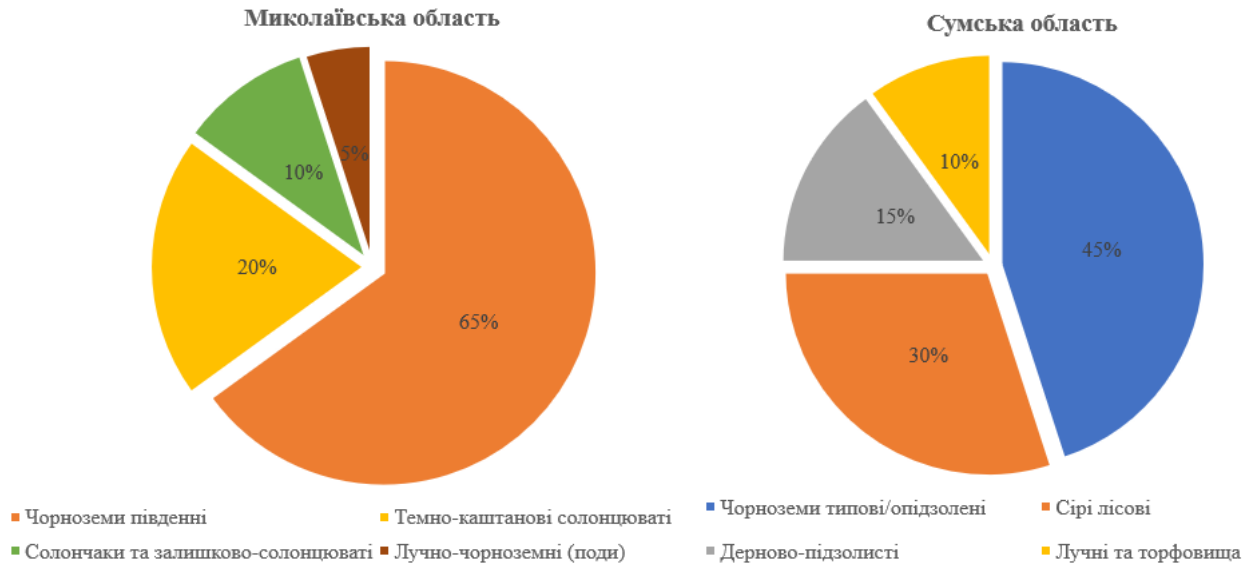


Рис. 1 – Структура ґрунтового покриву досліджуваних регіонів.

Порівняльний інженерно-агрономічний аналіз технологічних систем обробітку ґрунту

Залежно від виявлених ґрунтово-кліматичних умов та фізичних характеристик поля, різні технологічні системи механічного обробітку демонструють кардинально різну агрономічну, екологічну та економічну ефективність.

Класичний полицевий обробіток (оранка) виконується лемішно-полицевими плугами на глибину 20–30 см і є найбільш радикальним втручанням у ґрунтове середовище. Технологічний процес передбачає послідовне підрізання, підняття, крошіння та повний оборот скиби ґрунту. Залежно від фізико-механічних властивостей застосовують культурні, напівгвинтові, гвинтові та циліндричні робочі поверхні полиць. Технологічний процес включає роботу передплужника, який зрізує верхній задернілий шар (8–12 см) і скидає його на дно борозни, а також кутознімача, лемеха та ґрунтопоглиблювача, завданням якого є розпушення підорного горизонту до глибини 35–40 см без винесення мертвого шару на поверхню. Головною агротехнічною перевагою оранки є повне загортання пожнивних решток, органічних добрив, насіння бур'янів та ізоляція осередків зимуючих шкідників і патогенів (*NFM AGRO, 2026*).

Проте регулярне, багаторічне застосування лемішно-полицевого плуга викликає серйозні деградаційні процеси: опорна площина лемеша в комплексі з пробуксовкою рушіїв трактора формує ущільнену плужну підошву (гідроізолюючий шар). Оборот пласта руйнує природну капілярну сітку, стрімко збільшує площу випаровування вологи і супроводжується найвищими енерговитратами – витрати пального становлять 18–25 л/га. На ґрунтах, схильних до вітрової та водної ерозії, застосування класичної оранки визнано науково та практично недоцільним.

Глибоке безполицеве розпушування (чизелювання) здійснюється масивними глибокорозпушувачами на глибину 35–50 см без обороту пласта. Долотоподібні наконечники агрегатів, працюючи за принципом крихкого руйнування середовища, створюють густу сітку вертикальних та похилих макротріщин, ефективно руйнуючи ущільнені горизонти (плужну підошву) без порушення природного стратиграфічного розташування ґрунтових шарів. При цьому пожнивні рештки залишаються переважно на поверхні, виконуючи роль захисної мульчі. Ця технологія кардинально відновлює водопроникність, забезпечує швидкий та безперешкодний відвід надлишку опадів у глибокі шари та гарантує підтягування капілярної вологи в періоди посухи (*NFM AGRO, 2026*). Витрата палива при чизелюванні становить 10–16 л/га, що на 5–10 л/га менше, ніж за традиційної оранки, що робить операцію високорентабельною.

Ресурсозберігаючі технології забезпечують максимальний ґрунтозахисний ефект шляхом мінімізації механічного стресу екосистеми. Мінімальний обробіток (Mini-Till) зменшує глибину втручання до 12–20 см, сприяє накопиченню органічної речовини (гумусу) у верхніх шарах та суттєво знижує енерговитрати. Нульовий обробіток (No-Till) являє собою радикальну зміну парадигми: він передбачає повну відмову від механічного втручання і прямий висів насіння важкими стерньовими сівалками анкерного або дискового типу безпосередньо у необроблений ґрунт. За цієї системи поле постійно покрите мульчею з рослинних решток, що виконує роль термоізолятора: запобігає перегріву ґрунту влітку, блокує фізичне випаровування вологи та надійно захищає поверхню від дефляції і площинного змиву.

Водночас, система No-Till має жорсткі обмеження: товстий шар мульчі спричиняє повільний прогрів ґрунту навесні (що критично для теплолюбних культур у північних регіонах), сприяє накопиченню зимуючих стадій шкідників у поверхневому шарі та формує гостру потребу у високому рівні хімічного захисту посівів (зокрема, застосуванні гліфосатів) (*Система No-till, 2022*). Компромісним високотехнологічним рішенням є смуговий обробіток (Strip-Till), який розпушує лише вузьку смугу ґрунту (15–25 см) безпосередньо під майбутній рядок. Це сприяє швидшому локальному прогріву насіннєвого ложа, зберігає вологу в необроблених міжряддях та дозволяє одночасно ярусне вносити мінеральні добрива в зону максимального розвитку кореневої системи (Заєць та Невмержицький, б. р.).

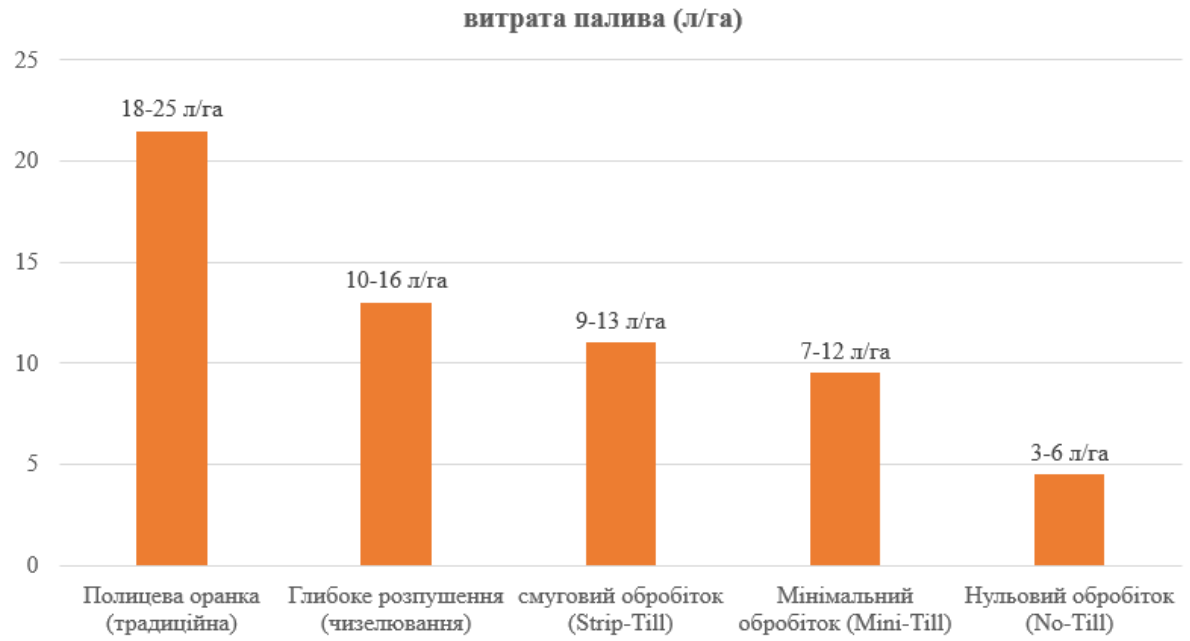


Рис. 2 – Порівняння витрат палива за різними технологіями обробітку ґрунту

Технічне забезпечення поверхневого, передпосівного та міжрядного обробітку ґрунту

Якісне, геометрично точне виконання передпосівного обробітку є вирішальним етапом створення ідеального посівного ложа, ефективного знищення сходів бур'янів та збереження продуктивної вологи.

Для операцій ранньовесняного закриття вологи, руйнування ґрунтової кірки та зарівнювання гребенів осінньої оранки традиційно застосовують зубові борони різного конструктивного виконання та навантаження на один зуб: важкі (БЗТС-1.0), середні (БЗСС-1.0) та легкі/посівні (ЗБП-0.6). Лущення стерні, подрібнення грубостеблових пожнивних решток та інтенсивне розпушування верхнього шару на глибину 2–15 см здійснюють сучасними дисковими боронами та високошвидкісними дискаторами (наприклад, агрегатами Kverneland Qualidisc), робочі органи яких встановлені під певними кутами атаки і нахилу до вертикалі. Передпосівні культиватори, оснащені стрілчастими лапами (КПС-4, КГ-8, Horsch Focus TD, Lemken Karat, Kuhn Prolander), забезпечують суцільне, рівномірне розпушування та стовідсоткове підрізання кореневої системи бур'янів на глибину 4–12 см. Оптимізацію робочих процесів та зменшення кількості проходів техніки по полю забезпечують багатоопераційні високоточні компактори (Lemken System-Kompaktor K) та комбіновані агрегати (Gaspardo Dracula 6000, РВК-3.6), які здатні виконувати до 6 послідовних технологічних операцій (розпушування, вирівнювання, крошіння, ущільнення тощо) лише за один прохід трактора.

Вимогливий догляд за просапними культурами (зокрема кукурудзою, соняшником, цукровими буряками) передбачає регулярне розпушування міжрядь на глибину 6–16 см спеціалізованими культиваторами-рослинопідживлювачами (КРН-5.6Б, УСМК-5.4В, агрегатами серії Agrocub). Робочі органи цих машин виконують акуратне підрізання бур'янів у захисних зонах, підгортання рослин пухким ґрунтом та стрічкове внесення стартових або підживлювальних мінеральних добрив. Доведено, що якісне механічне доглядання підвищує загальну врожайність до 20% і, що вкрай важливо з економічної та екологічної точок зору, дозволяє підприємству зекономити понад 27% фінансових ресурсів на господарство за рахунок суттєвого зменшення обсягів використання дорогих та токсичних хімічних гербіцидів (DrogMedia, 2026).

Завершальною, але критично важливою технологічною операцією є обов'язкове прикочування ґрунту. Цей процес здійснюється спеціальними кільчасто-шпоровими (ЗККШ-6), кільчасто-зубчастими, гладкими водоналивними (ЗКВГ-1.4) котками, а також інтегрованими касетними коткуючими системами (наприклад, Lemken VarioPack). Операція прикочування виконує комплексну функцію: ефективно подрібнює великі грудки на поверхні, ідеально вирівнює рельєф поля, ущільнює

надмірно розпушений ґрунт і, як наслідок, відновлює втрачений капілярний зв'язок із нижніми вологонасиченими шарами, потужно підтягуючи вологу безпосередньо до висіяного насіння (*АгроЕліта, 2025*).

Трансформація даних розширеної порівняльної матриці стратегій обробітку ґрунту у площину ґрунтовного наукового обговорення дозволяє глибше осягнути критичні, подекуди антагоністичні розбіжності між екосистемами досліджуваних регіонів. Детальний аналіз адаптації ґрунтообробних технологій чітко демонструє, що сукупні агроекологічні чинники диктують абсолютно діаметральні стратегічні пріоритети для Сумської та Миколаївської областей. Успіх сільськогосподарського виробництва тут залежить не від інтенсивності механічного впливу, а від точності прогнозування його біофізичних наслідків.

Для умов Сумщини (зона Полісся та Лісостепу), де ґрунтовий покрив представлений генетично різноманітними дерново-підзолистими, сірими лісовими, лучними ґрунтами, торфовищами та чорноземами (типовими й опідзоленими), головною та безальтернативною агровимогою є запобігання ущільненню, забезпечення належної газової аерації та своєчасне розпушення плужної підошви. Оскільки цей регіон регулярно стикається з такими потужними кліматичними ризиками, як надмірне зволоження навесні та перманентна загроза водної ерозії на схилах, перезволожений ґрунт стає надзвичайно пластичним і вразливим до зовнішнього механічного тиску від ходових систем тракторів та робочих органів. В умовах перезволоження механічний тиск різко зменшує об'єм макропор, що блокує надходження кисню і провокує токсичні анаеробні процеси.

Саме тому пріоритетною системою тут виступає диференційований обробіток, який гармонійно та науково обґрунтовано поєднує періодичне глибоке чизелювання, класичну оранку під просапні культури та енергоощадну технологію Mini-Till. Глибина обробітку в цій перехідній зоні є дуже змінною і диктується поточним станом поля: від глибокого розпушування на 35–40 см для механічного руйнування гідроізолюючих ущільнень до поверхневого передпосівного мілкого обробітку на 4–12 см. Робота з пожнивними рештками також має свою строгу біохімічну специфіку: в умовах Лісостепу вони підлягають частковому загортанню у ґрунт, що стимулює процеси їхньої мікробіологічної мінералізації та додатково покращує архітектоніку і аерацію орного горизонту. Відповідно, ключовою технікою для регіону є потужні глибокорозпушувачі, лемішні плуги та складні передпосівні комплекси. Недотримання цих технологічних вимог несе серйозний ризик незворотної помилки: швидке утворення монолітної плужної підошви, запливання поверхні поля під дією опадів та гострий брак аерації, що тотально пригнічує розвиток кореневої системи рослин.

Натомість детальне обговорення пріоритетів для Миколаївської області (зона Сухого Степу) виявляє кардинально іншу, набагато більш екстремальну картину. У регіоні, де домінують чорноземи південні, темно-каштанові солонцюваті ґрунти, солончаки та специфічні ґрунти подів, абсолютною і безальтернативною головною вимогою є максимальне збереження кожної краплі продуктивної вологи та жорстка мінімізація її фізичного випаровування. Суворі кліматичні ризики, представлені жорсткими тривалими посухами, стабільно високими температурами інсоляції та руйнівними пиловими бурями (вітрова ерозія), повністю унеможливлюють застосування традиційних інтенсивних втручань. Механічне порушення цілісності ґрунтового покриву в таких термодинамічних умовах експоненціально збільшує площу активного випаровування.

З огляду на це, пріоритетними для півдня є виключно вологозберігаючі системи екологічного спрямування: No-Till, Strip-Till та, як вимушений тимчасовий компроміс, Mini-Till. У цих жорстких посушливих умовах робота з рослинними рештками зводиться до єдиного суворого правила – обов'язкове їх залишення на поверхні поля у вигляді суцільної нерозривної захисної мульчі. Цей шар виконує роль потужного ізолятора: він відбиває сонячну радіацію, гасить кінетичну енергію вітру та крапель дощу, а також перериває капілярний тік вологи до відкритої поверхні. Глибина обробітку при цьому безпрецедентно мінімізується до поверхневої (0–10 см), або ж здійснюється прямий висів насіння стерньовими агрегатами безпосередньо у необроблений ґрунт. Це вимагає використання специфічного, вузькоспеціалізованого парку техніки: важких стерньових сівалок No-Till та високоточних агрегатів для смугового обробітку Strip-Till. Ціна ризику помилки агронома в умовах Сухого Степу є екологічно і фінансово катастрофічною: будь-яке інтенсивне перевертання пласта плугом призводить до миттєвої, безповоротної втрати залишкової вологи, стрімкої деградації ґрунтової структури та видування найродючішого шару вітром.

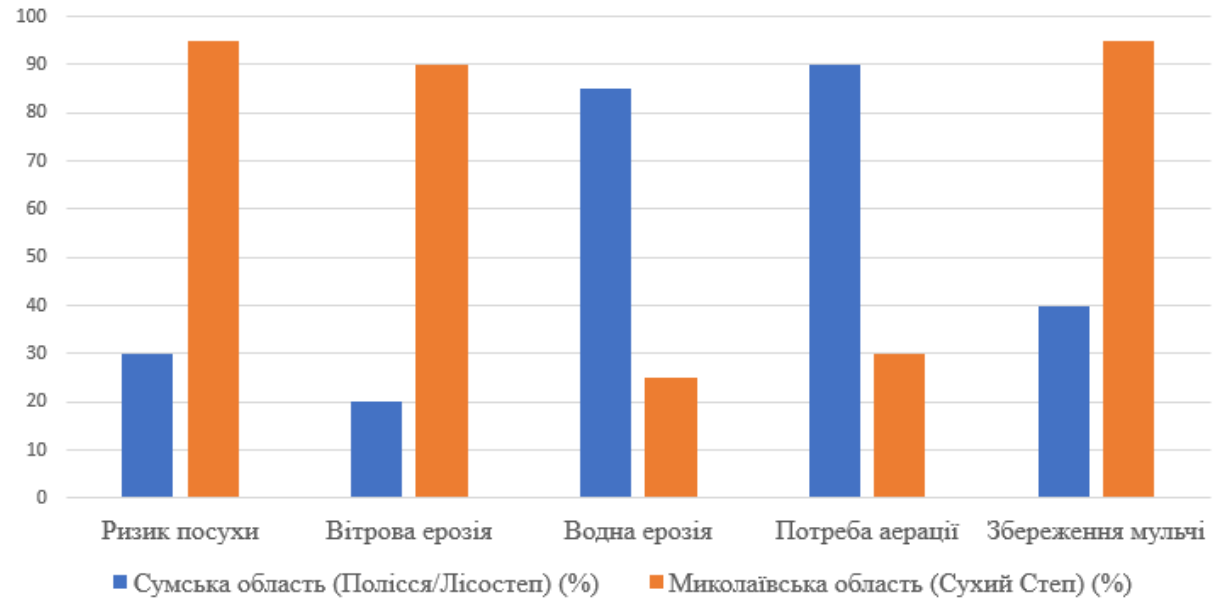


Рис. 3 – Порівняльна оцінка агроекологічних чинників та пріоритетів обробітку

Підсумовуючи порівняльну оцінку агроекологічних чинників, варто зазначити фундаментальну тезу сучасної агроекології: ефективність будь-якої технології обробітку залежить не від самої машини, тягового класу трактора чи конкретного агрегату, а виключно від того, наскільки гармонійно та науково обґрунтовано ця технологія інтегрована в локальну екосистему та чи здатна вона превентивно нівелювати домінуючі зональні ризики.

ВИСНОВКИ

1. На основі проведеного комплексного порівняльного аналізу просторово-екологічних умов, біофізичних процесів та ефективності технологічних систем у контрастних зонах Сумської та Миколаївської областей, сформовано наступні фундаментальні науково обґрунтовані висновки для ведення сталого сільськогосподарського виробництва:

2. Відсутність універсальної агроекологічної парадигми. Доведено, що універсальної системи обробітку ґрунту не існує. У сучасній агрономічній науці та інженерній практиці принципово неможливо визначити єдино правильну чи ідеальну технологію (традиційну оранку, глибоке чизелювання чи ресурсозберігаючий No-Till), яка б гарантувала стабільно високу біологічну та економічну ефективність у діаметрально різних ґрунтово-кліматичних зонах. Кожна технологія є лише інструментом, що має жорсткі межі екологічної доцільності.

3. Екстремальна специфіка Сухого Степу (Миколаївська область). Спроба сліпого, шаблонного копіювання технології інтенсивної глибокої полицевої оранки в екстремальних посушливих умовах півдня України є фундаментально хибною та екологічно небезпечною стратегією. Таке глибоке механічне втручання та перевертання пласта на поверхню неминуче призводить до розриву природної капілярної сітки, катастрофічного висушування орного шару, провокування масштабної вітрової ерозії (пилових бур) та, як прямий наслідок, – до значних економічних збитків через неминучу втрату врожаю внаслідок ґрунтової посухи. Єдиним виправданим шляхом для цього регіону є вологозберігаючі системи нульового (No-Till) та смугового (Strip-Till) обробітку зі збереженням мульчі.

4. Обмеження ресурсозберігаючих систем у Лісостепу та Поліссі (Сумська область). З іншого боку, дослідження підтверджує, що бездумний та безальтернативний перехід на систему нульового обробітку (No-Till) на важких, схильних до перезволоження та ущільнення ґрунтах Сумщини також несе надзвичайно високі агрономічні ризики. Постійна наявність щільного шару рослинної мульчі в умовах помірного або надлишкового зволоження діє як термічний ізолятор, що критично спричиняє сповільнення прогріву ґрунту навесні, різке погіршення природної газової аерації (розвиток гіпоксії

кореневої системи) та створює максимально сприятливе, вологе середовище для масштабного спалаху небезпечних грибкових захворювань. Тут пріоритетом залишається диференційований підхід із застосуванням глибокорозпушувачів.

5. Ефективне, рентабельне та екологічно стале ведення сучасного агробізнесу в умовах глобальних кліматичних змін категорично вимагає гнучкого диференційованого підходу. Вибір парку ґрунтообробної техніки, визначення оптимальної глибини, геометрії робочих органів та інтенсивності механічного втручання мають базуватися виключно на ретельному та безперервному моніторингу зонального клімату, поточних фізико-механічних властивостей конкретного поля та специфічних біологічних потреб вирощуваної сільськогосподарської культури.

СПИСОК ПОСИЛАНЬ

Войтюк Д.Г., Вергунов В.А., Мудрук О.С., Шквира З.А. Історія розвитку теорії і конструкції плуга (XIX – початок XX ст.): Навчальний посібник / За ред. Д.Г. Войтюка. К.: НАУ, 2006. 143 с.

Глибокорозпушувач чи плуг: порівняння впливу на структуру ґрунту та витрати палива. NFM AGRO, 2026. URL: https://nfm.com.ua/all-news/

Ефективні рішення для обробки ґрунту: використання міжрядних культиваторів для трактора. DrogMedia, 2026. URL: https://drogmedia.net.ua/

Заєць М.Л., Невмержицький Т.В. Сучасні технології та способи поверхневого обробітку ґрунту. Поліський національний університет, Житомир. С. 156–161.

Інтерактивна карта ґрунтів Миколаївської області. ДНВП «Картографія». URL: https://geomap.land.kiev.ua/obl-14.php

Інтерактивна карта ґрунтів Сумської області. ДНВП «Картографія». URL: https://geomap.land.kiev.ua/obl-18.php

Мелентьєв О. Б., Пушка О. С., Головатюк А. А., Войтюк А. В. Визначення тягового опору вдосконаленого плоскорізного плуга засобами цифрового приладу АЦП.ТЕНЗО–002.000.00 на ґрунтовому каналі. Збірник наукових праць Уманського НУС, 2024. Вип. 104 (1). С. 50–60.

Обробіток ґрунту за зонами: Сумська та Миколаївська області (аналітичні матеріали). 2024. 5 с.

Практичні переваги точного обробітку ґрунту. Агробізнес сьогодні, 2026. URL: https://agro-business.com.ua/

Система No-till: основні принципи і підходи. Агрономія сьогодні, 2022. URL: https://agronomy.com.ua/statti/

Сільгосптехніка для передпосівного обробітку ґрунту: ефективність і вибір агрегатів. Всеукраїнський аграрний журнал «АгроЕліта», 2025. URL: https://agroelita.info/

Сільськогосподарські і меліоративні машини: Навчальний посібник. К.: НАПН України, 2015. 280 с.

e-ISSN 2708-9754; ISSN 2307-1699
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, 2026, Вип. 52
AGRICULTURAL MACHINES, 2026, Vol. 52

GLOBAL EXPERIENCE IN IMPLEMENTING ENGINEERING AND TECHNICAL OCCUPATIONAL SAFETY MEASURES IN THE ELECTRIC POWER INDUSTRY AND AGRICULTURAL ENGINEERING

L. Savchenko[1]*, B. Matviichuk[2], S. Khomenko[3]

[1]Polissia National University, Zhytomyr, Ukraine
[2]Zhytomyr Ivan Franko State University, Zhytomyr, Ukraine
[3]Zhytomyr Agrotechnical Professional College, Zhytomyr, Ukraine

AGRICULTURAL MACHINES
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Key words:
risk-based management,
arc flash hazard,
technical diagnostics,
emergency preparedness,
sensor-based monitoring.

Article history:
Received 15.09.2026
Reviewed 01.10.2026
Approved 30.10.2026

Corresponding author:*
slgua@ukr.net

ABSTRACT

The study aimed to develop an integrated safety model for energy installations of agricultural enterprises by comparing international regulatory approaches with Ukrainian practice. Twenty-one sources were analyzed: twelve scientific and applied publications and nine regulatory documents. Comparative content analysis, structural and functional analysis of the equipment, worker, production environment, and emergency response system, and regulatory modeling were applied. The functional coverage of eight core documents was assessed with the authors' index based on five equally weighted criteria scored from 0 to 2 points, and risks were ranked by the risk priority number with calibrated scales of probability, severity, and detectability. No single document covers the full safety cycle: index values range from 60 to 80%, and international requirements complement one another in managerial, technical, operational, and emergency functions. Ukrainian rules specify personnel authorization, de-energization, grounding, and workplace organization in detail but weakly link these procedures to continuous technical monitoring, quantitative assessment of arc flash and explosion risks, analysis of incident precursors, and civil protection. The developed model combines an equipment register, hazard identification, risk assessment, protective measures, operational control, monitoring, emergency response, incident analysis, and corrective actions, and is differentiated into basic, intermediate, and digital implementation levels. The scientific novelty lies in adapting international requirements to the integrated management of electrical, fire and explosion, mechanical, environmental, and organizational risks of agricultural energy installations. Measurable pilot indicators were defined, including registration of at least 95% of equipment, timely completion of at least 90% of inspections, and at least a 20% reduction in the time needed to reach a safe state. The model is substantiated at the regulatory and functional level; its effect on occupational injuries requires field verification

DOI: 10.36910/acm.vi52.2334

To cite this article:
Savchenko, L., Matviichuk, B., & Khomenko, S. (2026). Global experience in implementing engineering and technical occupational safety measures in the electric power industry and agricultural engineering.. *Agricultural Machines*, *52*, 106-117. https://doi.org/10.36910/acm.vi52.2334

e-ISSN 2708-9754; ISSN 2307-1699
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, 2026, Вип. 52
AGRICULTURAL MACHINES, 2026, Vol. 52

УДК 331.45:621.31:631.3

СВІТОВИЙ ДОСВІД УПРОВАДЖЕННЯ ІНЖЕНЕРНО-ТЕХНІЧНИХ ЗАХОДІВ ОХОРОНИ ПРАЦІ В ЕЛЕКТРОЕНЕРГЕТИЦІ ТА ІНЖЕНЕРІЇ АГРАРНОГО СЕКТОРУ

Л. Г. Савченко[1]*, Б. В. Матвійчук[2], С. М. Хоменко[3]

[1]Поліський національний університет, Житомир, Україна
[2]Житомирський державний університет імені Івана Франка, Житомир, Україна
[3]Житомирський агротехнічний фаховий коледж, Житомир, Україна

AGRICULTURAL MACHINES
AcM
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Ключові слова:
ризик-орієнтоване управління, небезпека електричної дуги, технічна діагностика, аварійна готовність, сенсорний моніторинг.

Історія публікації:
Отримано 15.09.2026
Прорецензовано 01.10.2026
Затверджено до друку 30.10.2026

Автор для листування:*
slgua@ukr.net

АНОТАЦІЯ

Мета дослідження – розроблення інтегрованої моделі безпеки енергоустановок аграрних підприємств на основі зіставлення міжнародних нормативних підходів із практикою України. Проаналізовано 21 джерело: 12 наукових і прикладних публікацій та 9 нормативних документів. Застосовано порівняльний контент-аналіз, структурно-функціональний аналіз системи обладнання, працівника, виробничого середовища й аварійного реагування та нормативне моделювання. Функціональне охоплення восьми базових документів оцінено авторським індексом за п'ятьма рівнозначними критеріями зі шкалою від 0 до 2 балів, ризики ранжовано за числом пріоритетності ризику з каліброваними шкалами ймовірності, тяжкості наслідків і можливості виявлення. Установлено, що жоден документ окремо не охоплює повного циклу безпеки: значення індексу становлять від 60 до 80%, а міжнародні вимоги взаємодоповнюють управлінські, технічні, оперативні та аварійні функції. Українські правила докладно регламентують допуск персоналу, зняття напруги, заземлення й організацію робочого місця, проте слабко пов'язують ці процедури з постійним технічним моніторингом, кількісним оцінюванням ризиків електричної дуги й вибуху, аналізом передумов інцидентів і цивільним захистом. Розроблена модель поєднує реєстр обладнання, ідентифікацію небезпек, оцінювання ризиків, захисні заходи, оперативний контроль, моніторинг, аварійне реагування, аналіз інцидентів і коригувальні дії та диференційована за базовим, проміжним і цифровим рівнями впровадження. Наукова новизна полягає в адаптації міжнародних вимог до інтегрованого управління електротехнічними, пожежно-вибуховими, механічними, середовищними й організаційними ризиками аграрних енергоустановок. Для пілотного впровадження визначено вимірювані показники, зокрема внесення до реєстру не менше ніж 95% обладнання, своєчасне виконання не менше ніж 90% перевірок і скорочення часу переходу до безпечного стану щонайменше на 20%. Модель обґрунтовано на нормативно-функціональному рівні; її вплив на виробничий травматизм потребує польової перевірки.

DOI: 10.36910/acm.vi52.2334

Цитувати цю статтю:
Савченко, Л. Г., Матвійчук, Б. В., & Хоменко, С. М. (2026). Світовий досвід упровадження інженерно-технічних заходів охорони праці в електроенергетиці та інженерії аграрного сектору. *Сільськогосподарські машини*, *52*, 106-117. https://doi.org/10.36910/acm.vi52.2334

СТАН ПИТАННЯ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Енергоустановки аграрного підприємства утворюють розподілену систему, до складу якої входять підстанції, електродвигуни насосів і вентиляції, зерносушарки, холодильне обладнання, кормоприготувальні лінії, біогазові комплекси, генератори, фотоелектричні та акумуляторні установки. Ці об'єкти експлуатують за підвищеної вологості, запиленості, корозійного впливу й сезонних навантажень, причому значну частку парку становить застаріле обладнання. За таких умов ураження електричним струмом або дуговий пробій спричиняють не лише травму працівника, а й пожежу, вибух пилогазової суміші, зупинку вентиляції чи водопостачання та потребу в заходах цивільного захисту.

Багатофакторність виробничих небезпек аграрного сектору підтверджують емпіричні дослідження. Аналіз національних баз даних про нещасні випадки, виконаний Ф. Де Лео та співавторами *(De Leo et al., 2023)*, показав, що структуровані відомості про джерела й причини травм дають змогу формувати результативніші профілактичні стратегії. За даними В. Ді Стефано та співавторів *(Di Stefano et al., 2025)*, застарілість парку тракторів і машин є основною причиною шумового ризику, а тривалий шум знижує концентрацію уваги оператора й підвищує ймовірність нещасних випадків. У вибірці з 75 аварій на біогазових установках, досліджених Х. Хегазі та співавторами *(Hegazy et al., 2024)*, вибухи становили 69,3%, а провідними причинами були відмови компонентів і помилки технічного обслуговування.

Зважаючи на ці дані, електробезпеку доцільно розглядати разом із пожежо- й вибухобезпекою, надійністю обладнання та аварійною готовністю. В Україні відповідні функції переважно розподілені між електробезпекою, пожежною безпекою, технічною експлуатацією, навчанням персоналу й цивільним захистом, а базові процедури робіт в електроустановках регламентують Правила безпечної експлуатації електроустановок споживачів *(Державний комітет України по нагляду за охороною праці [Держнаглядохоронпраці], 1998)*. За такого поділу відомості про нагрівання контактів, струми витоку, вібрацію, концентрацію газу або відмову вентиляції не завжди формують єдине рішення щодо ризику. Сезонні підключення, мобільні генератори, підрядні роботи та зміни конфігурації мережі посилюють цю роз'єднаність, оскільки справний окремий захисний пристрій не компенсує неактуальної схеми, порушеної селективності чи неврахованого резервного джерела.

Наслідки відмови до того ж виходять за межі робочого місця. Утрата живлення вентиляції тваринницького приміщення, насосів, холодильних установок або біогазового комплексу створює вторинну загрозу для працівників, тварин, продукції, довкілля та населення поблизу. Тому цивільний захист на аграрному підприємстві має охоплювати безпечне завершення технологічного процесу, оповіщення, автономне живлення критичних функцій і послідовність відновлення.

Міжнародна нормативна база пропонує для розв'язання цих завдань різнорівневі інструменти: стандарти систем управління охороною праці, вимоги до електроустановок сільськогосподарських приміщень, правила безпечного виконання робіт в електроустановках, вимоги до безпеки машин і робочого обладнання. Проте ці документи розроблено для різних правових систем і з різним рівнем деталізації, тому їх пряме перенесення в практику українських аграрних підприємств без функціонального зіставлення неможливе. Це спрямовує увагу на наукові праці, у яких досліджено окремі складники такого зіставлення.

Серед чинників результативності інженерно-технічних заходів дослідники виокремлюють підготовку персоналу. Результати дослідження Ф. Сгуайзера та співавторів *(Sguaizer et al., 2025)* засвідчили, що вік працівників виноградарських підприємств знижує інтенсивність використання цифрових пристроїв, але не впливає на їхню зацікавленість у цифровому навчанні з безпеки праці. Отримані дані обґрунтовують поєднання інженерних заходів із професійною підготовкою, зміст якої відповідає характеру робіт, рівню цифрової компетентності та наявним ризикам. Водночас навчання персоналу результативне лише за умови врахування системних взаємозв'язків між організацією праці, станом обладнання та зовнішніми чинниками.

Системний характер формування небезпечних подій розкрито в дослідженні П. Россі, Ф. Каффаро та М. Чеккіні *(Rossi et al., 2025)*. На основі методу аналізу функціонального резонансу (Functional Resonance Analysis Method, FRAM) автори показали, що небезпечний результат механізованих робіт виникає внаслідок взаємодії варіативності технологічних операцій, технічного

стану обладнання, погодних умов, ресурсних обмежень і часового тиску. Для енергоустановок це означає, що відмова системи захисту часто є завершальною ланкою причинного ланцюга, який охоплює несвоєчасне технічне обслуговування, перегрівання, хибний сигнал і запізніле відключення. Отже, аналіз безпеки має охоплювати не лише кінцеву подію, а й поступове зниження надійності попередніх рівнів захисту.

Перехід від системного аналізу до практичного запобігання аваріям потребує технічних засобів, здатних своєчасно виявляти небезпеку й припиняти роботу обладнання. Працездатність прототипу радіочастотної системи, що надсилає сигнал аварійного зупинення сільськогосподарської машини, експериментально підтвердили Ф. Чакон та співавтори *(Chacón et al., 2025)*. Можливості розширення такого контролю за допомогою бездротових сенсорних мереж систематизували С. Садегі, Н. Солтанмохаммадлу та Ф. Насірзаде *(Sadeghi et al., 2022)*, згрупувавши технології за трьома напрямами: визначення місцеперебування працівників, контроль їхніх фізіологічних показників і моніторинг виробничого середовища. Хоча це дослідження стосується підземних гірничих виробок, принцип розподіленого контролю придатний для зерносховищ, насосних станцій, біогазових установок і віддалених електрощитових. Однак датчики забезпечують належний рівень захисту лише за умови їх інтегрування в регламентовану процедуру реагування з визначеними алгоритмами опрацювання сигналів і прийняття рішень.

Подальший розвиток цифрового контролю пов’язаний із програмними засобами попереднього оцінювання ризиків і автоматизованим розпізнаванням небезпек. Для документованого попереднього оцінювання ризиків застосування пестицидів у сільському господарстві Ф. М. Рубіно та співавтори *(Rubino et al., 2025)* розробили прототип програмного засобу Sicurpest. Можливості машинного аналізу виробничих ситуацій дослідили С. Р. С. Чівідіно та співавтори *(Cividino et al., 2025)*: під час зіставлення експертного й машинного розпізнавання небезпек на 203 зображеннях із 50 виноградників Північної Італії значення зваженого коефіцієнта к Коена становило 0,94–0,96, однак у складних сценах із сільськогосподарською технікою зберігалися хибнонегативні висновки. З огляду на це цифрові інструменти мають підтримувати професійне технічне рішення, але не замінювати його, особливо коли результати оцінювання визначають допуск працівника до виконання робіт.

Цифровізація контролю створює також передумови для поетапної модернізації наявного обладнання. У систематичному огляді Д. Ясперта, М. Ебеля, А. Екгардта та Й. Пеппельбуса *(Jaspert et al., 2021)* інтелектуальне дооснащення (smart retrofitting) визначено як ресурсоефективне оснащення чинного обладнання датчиками, програмним забезпеченням і засобами мережевого зв’язку без повної заміни машин. Проте технічне переоснащення саме по собі не гарантує результативного контролю: за висновками О. Суруджу, С. А. Гадсдена та Дж. Йоні *(Surucu et al., 2023)*, ефективність моніторингу технічного стану (condition monitoring) залежить від способу опрацювання даних, обґрунтованості вибору аналітичної моделі та врахування виробничих обмежень. Розвиваючи цей підхід, А. Тернбулл і Дж. Керролл *(Turnbull & Carroll, 2021)* обґрунтовують потребу оцінювати не лише діагностичну результативність, а й витрати та економічну доцільність упровадження моніторингу. Сукупність цих положень підтверджує доцільність поетапної модернізації аграрних підприємств з урахуванням вартості життєвого циклу обладнання, критичності об’єкта й доступності технічного обслуговування.

Проаналізовані дослідження застосовують різнорідні показники: надійність спрацювання систем захисту, сприйняття цифрового навчання, функціональну мінливість, точність розпізнавання небезпек і витрати на впровадження технологій. Для служби охорони праці ці показники доцільно інтегрувати в систему випереджувальних індикаторів, яка охоплює готовність засобів захисту, своєчасність реагування, повноту реєстрації подій, можливість відтворення причинного ланцюга та вартість підтримання технічного рішення. Однак механізм узгодження таких індикаторів із міжнародними вимогами та українськими нормативними процедурами в наукових працях не розкрито.

Отже, у наукових дослідженнях ґрунтовно висвітлено окремі аспекти безпеки аграрного виробництва: виробничий травматизм, ризики експлуатації машин, сенсорний моніторинг, цифрове навчання персоналу, вибухонебезпечність біогазових установок і програмні засоби оцінювання ризиків. Проте їхні результати не формують цілісної процедури адаптації міжнародних вимог до умов експлуатації енергоустановок аграрних підприємств, у яких електричні, пожежні, вибухові,

механічні та організаційні ризики утворюють взаємопов'язані причинні ланцюги. Не визначено, які положення міжнародних документів можуть доповнити українську нормативну базу, які інженерно-технічні заходи можна впровадити без повної заміни обладнання, як інтегрувати моніторинг з аварійним реагуванням і цивільним захистом та як використовувати результати аналізу інцидентів для коригування технічного обслуговування. Ця наукова прогалина зумовлює потребу в наскрізній процедурі, яка пов'язує стан обладнання, дії працівника, виробниче середовище й аварійне реагування та переводить нормативні вимоги в послідовність від ідентифікації небезпеки до реєстрації відхилення, аналізу події й коригування регламенту обслуговування.

Мета дослідження – розроблення інтегрованої моделі безпеки енергоустановок аграрного підприємства на основі порівняння міжнародних та українських нормативних підходів. Досягнення мети передбачало систематизацію вимог міжнародних і європейських документів з охорони праці, електро- та пожежної безпеки, установлення критеріїв їх зіставлення з українськими нормативними вимогами, визначення основних категорій ризиків, оцінювання застосовності й ресурсомісткості заходів, а також формування узгодженої послідовності управлінських, інженерно-технічних, моніторингових заходів і дій з аварійного реагування.

МАТЕРІАЛИ І МЕТОДИ

Об'єктом дослідження є процеси забезпечення охорони праці, електро- та пожежної безпеки й цивільного захисту під час експлуатації енергоустановок аграрних підприємств, предметом – нормативні підходи та інженерно-технічні заходи управління ризиками.

Джерельну базу сформовано з 21 джерела: 12 наукових і прикладних публікацій та 9 нормативних документів. Наукові публікації стосуються травматизму, ризиків експлуатації машин, сенсорного моніторингу, цифрового навчання, аварійності біогазових установок і програмних засобів оцінювання ризиків; їхні реквізити та індексацію в Scopus та/або Web of Science перевірено за офіційними сторінками видань і базами даних станом на 20 липня 2026 року. Нормативний корпус охоплює рівні системи управління охороною праці, вимог до електроустановок, безпечного виконання електроробіт, безпеки машин і робочого обладнання та національних правил. До нього ввійшли стандарт систем управління охороною праці ISO 45001:2018 *(International Organization for Standardization [ISO], 2018)* і поправка до нього ISO 45001:2018/Amd 1:2024 *(ISO, 2024)*, стандарт на електроустановки сільськогосподарських і садівничих приміщень IEC 60364-7-705:2006 *(International Electrotechnical Commission [IEC], 2006)*, стандарт з електробезпеки на робочому місці NFPA 70E:2024 *(National Fire Protection Association [NFPA], 2024)*, вимоги Управління з охорони праці США до електроустановок і до робіт з виробництва, передавання та розподілу електроенергії OSHA 29 CFR 1910 *(Occupational Safety and Health Administration [OSHA], n.d.)*, настанови Міжнародної організації праці ILO-OSH 2001 *(International Labour Organization [ILO], 2001)*, Директива 2009/104/ЕС щодо безпечного використання робочого обладнання *(Directive 2009/104/EC, 2009)*, Правила безпечної експлуатації електроустановок споживачів НПАОП 40.1-1.21-98 *(Держнаглядохоронпраці, 1998)* та стандарт з безпеки машин ISO 12100:2010 *(ISO, 2010)*.

Дослідження виконано за допомогою порівняльного контент-аналізу, структурно-функціонального аналізу та нормативного моделювання. Контент-аналіз застосовано для функціонального кодування восьми базових нормативних документів; поправку ISO 45001:2018/Amd 1:2024 проаналізовано окремо як доповнення до ISO 45001:2018, тому самостійно за індексом I її не оцінювали. Кожний документ закодовано за п'ятьма рівноваговими критеріями (вага кожного 0,20): галузева релевантність, інженерна конкретність, організаційні процедури, моніторинг і зворотний зв'язок, аварійне реагування та цивільний захист. Рівень виконання критерію визначали так: 0 – функція відсутня; 1 – наявна загальна або часткова вимога, що потребує галузевої конкретизації; 2 – функцію прямо регламентовано через конкретні процедури, засоби чи документовані дії. Однакові ваги обрано тому, що модель оцінює широту функціонального охоплення, а емпіричних підстав для переваги одного з критеріїв не встановлено. Ступінь охоплення функцій безпеки визначали за авторським індексом:

$$I = (\Sigma b_i / 10) \cdot 100\%, \quad (1)$$

де I – індекс функціонального охоплення документа, %; b_i – бал за i-м критерієм, i = 1, …, 5; 10 – максимально можлива сума балів.

Індекс I характеризує лише повноту функціонального охоплення, а не юридичну силу чи загальну якість документа. Кодування виконано у два етапи: спочатку зафіксовано прямі вимоги кожного документа, далі їх об'єднано в наскрізний процес від реєстру обладнання до коригувальної дії. Структурно-функціональний аналіз застосовано до системи «обладнання – працівник – виробниче середовище – аварійне реагування», а нормативне моделювання – для перетворення зіставлених вимог на узгоджену послідовність управлінських, технічних і аварійних дій, розподілених за базовим, проміжним і цифровим рівнями ресурсомісткості.

Ризики ранжовано за числом пріоритетності ризику (Risk Priority Number, RPN):

$$\mathrm{RPN} = P \cdot S \cdot D, \tag{2}$$

де P – бал імовірності виникнення небезпечної події; S – бал тяжкості наслідків; D – бал можливості виявлення.

Опорні рівні шкал P, S і D наведено в **табл. 1**. Проміжні бали 2 і 4 присвоюють станам, що займають проміжне положення між сусідніми опорними рівнями.

Таблиця 1 – Шкали оцінювання складників числа пріоритетності ризику

Бал	P – імовірність виникнення	S – тяжкість наслідків	D – можливість виявлення
1	подія практично не очікується	незначний збій без травмування	автоматичне раннє виявлення
3	подія можлива за періодичних відхилень	травма з утратою працездатності або суттєвий простій	виявлення під час огляду
5	подія повторюється або вже фіксувалася	загибель, групове ураження або наслідки за межами об'єкта	прихований дефект, що проявляється лише під час аварії

Шкали побудовано так, що вищий бал за кожним складником відповідає гіршому стану, тому максимальне значення RPN = 125 описує подію, яка повторюється, має найтяжчі наслідки й залишається прихованою до аварії. Інтервали значень RPN 1–20, 21–40, 41–75 і 76–125 застосовано відповідно як низький, помірний, високий і критичний пріоритет внутрішньої модернізації. Алгоритм дослідження охоплював чотири етапи: формування корпусу джерел і перевірку їхніх реквізитів; функціональне кодування документів і розрахунок індексу I за формулою (1); ідентифікацію та ранжування ризиків за формулою (2); нормативне моделювання інтегрованого циклу безпеки з визначенням рівнів упровадження та показників моніторингу.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ОБГОВОРЕННЯ

Порівняльне кодування восьми базових нормативних документів засвідчило, що жоден із них окремо не охоплює повного циклу безпеки аграрної енергоустановки. Документи розподіляються за функціональними ролями. ISO 45001:2018 та ILO-OSH 2001 формують управлінську рамку, а поправка ISO 45001:2018/Amd 1:2024 вимагає визначати, чи є зміна клімату суттєвим чинником для системи управління охороною праці. IEC 60364-7-705:2006 деталізує вимоги до електроустановок сільськогосподарських приміщень, NFPA 70E:2024 та OSHA 29 CFR 1910 регламентують безпечне виконання робіт в електроустановках, зокрема захист від електричної дуги. Директива 2009/104/ЕС установлює вимоги до добору, перевірок, технічного обслуговування й безпечного використання робочого обладнання, ISO 12100:2010 – методологію ідентифікації небезпек, оцінювання й зниження ризику на етапах життєвого циклу машин, а НПАОП 40.1-1.21-98 регламентує допуск персоналу, зняття напруги, заземлення й організацію робочого місця. Результати кодування *(Directive 2009/104/EC, 2009; IEC, 2006; ILO, 2001; ISO, 2010, 2018, 2024; NFPA, 2024; OSHA, n.d.; Держнаглядохоронпраці, 1998)* наведено в **табл. 2**.

Таблиця 2 – Порівняльна характеристика нормативних підходів до безпеки енергоустановок

Документ	Основний внесок	Прогалина / умови адаптації	Ресурсо-місткість	*I*, %
ISO 45001:2018	Ризик-орієнтована система управління охороною праці, відповідальність керівництва, участь працівників, аудит і постійне поліпшення	Для сільського господарства потребує конкретизації галузевих небезпек, процедур технічного обслуговування, електробезпеки й аварійного реагування	низька–середня	70
ISO 45001:2018/ Amd 1:2024	Урахування зміни клімату як чинника системи управління охороною праці	Застосовується разом з ISO 45001:2018 і не замінює базових вимог стандарту	низька	–
IEC 60364-7-705:2006	Вимоги до електроустановок сільськогосподарських приміщень, захист у вологому, запиленому й корозійному середовищі	Обмежено охоплює організаційний аналіз інцидентів і цивільний захист	середня	70
NFPA 70E:2024	Оцінювання ризиків ураження струмом і дугового спалаху, електрично безпечний стан, межі наближення, засоби захисту	Потребує розрахунків енергії дуги, навчання персоналу та оновлення комутаційних даних	середня–висока	80
OSHA 29 CFR 1910	Конструктивна безпечність електроустановок, безпечні методи роботи, знеструмлення, кваліфікація персоналу, спеціальні системи	Необхідна правова й термінологічна адаптація до українських процедур	середня	70
ILO-OSH 2001	Політика, організація, планування й упровадження, оцінювання, дії з поліпшення	Не визначає параметрів електричного захисту та вибухозахищеного обладнання	низька	80
Директива 2009/104/ЕС	Придатність обладнання, огородження, аварійна зупинка, перевірки, технічне обслуговування, інформування працівників	Потребує галузевої деталізації для енергоустановок, пилу, газу й резервного живлення	середня	80
ISO 12100:2010	Ідентифікація небезпек, оцінювання та зниження ризику на етапах життєвого циклу машин	Потребує конкретизації електричних, дугових і вибухових ризиків та цивільного захисту	низька–середня	70
НПАОП 40.1-1.21-98	Допуск, нарядна система, зняття напруги, заземлення, огородження, організація робочого місця	Недостатньо інтегровані безперервний моніторинг, аналіз near-miss подій, цифрова простежуваність і цивільний захист	низька–середня	60

Примітка: *I* – індекс функціонального охоплення, розрахований за формулою (1); для ISO 45001:2018/Amd 1:2024 індекс не розраховували, оскільки поправку аналізували разом з ISO 45001:2018.

Найвище значення *I* = 80% отримали NFPA 70E:2024, ILO-OSH 2001 та Директива 2009/104/ЕС: кожний із цих документів охоплює чотири з п'яти функціональних елементів моделі. Повне кодування NFPA 70E:2024 дає 2 бали за галузеву релевантність, 2 – за інженерну конкретність, 2 – за організаційні процедури, 1 – за моніторинг і зворотний зв'язок та 1 – за аварійне реагування й цивільний захист; сума 8 балів за формулою (1) відповідає *I* = 80%, що забезпечує можливість незалежної перевірки результату. Значення 70% для ISO 45001:2018, IEC 60364-7-705:2006, OSHA 29 CFR 1910 та ISO 12100:2010 відображає поєднання повної регламентації одних функцій із загальним характером інших: зокрема, ISO 12100:2010 посилює ризик-орієнтовану логіку, проте потребує електротехнічної та галузевої конкретизації. Найнижче значення 60% має НПАОП 40.1-1.21-98 через обмежене представлення безперервного моніторингу, аналізу подій, що могли перерости в аварію (near-miss), і цивільного захисту. Водночас індекс не є рейтингом нормативної якості: вузькоспеціалізований документ може мати нижчий показник, залишаючись обов'язковим і технічно незамінним у власній сфері.

Зіставлення вимог дало змогу систематизувати ризики енергоустановок аграрного підприємства за п'ятьма групами. Електротехнічні ризики охоплюють контакт зі струмовідними частинами, пошкодження ізоляції, струми витоку, дефекти заземлення, перенапруги, дуговий спалах і помилкове повторне подання напруги. Пожежно-вибухові сценарії пов'язані з перегріванням обладнання, коротким замиканням, займанням пилу, газу чи пального та відмовою вентиляції. Механічні ризики зумовлені раптовим пуском обладнання, рухомими частинами й руйнуванням приводів, середовищні – впливом вологи, пилу, аміаку, температурних коливань і грозових явищ. Організаційними передумовами ризиків є неактуальні схеми, недостатня кількість компетентного персоналу, неузгоджене виконання підрядних робіт і несвоєчасне технічне обслуговування.

Вихідним елементом розробленої моделі є реєстр обладнання, у якому для кожного активу зазначено місце розташування, напругу, навантаження, категорію середовища, критичність технологічного процесу, дату перевірки, стан захисних пристроїв і резервного живлення. Для кожного активу формують сценарій за схемою «джерело енергії – небезпечна подія – уразливий об'єкт – наслідок – наявний захисний захід – додатковий захід», що поєднує захист працівників зі стійкістю технологічного процесу й створює підґрунтя для розрахунку RPN за формулою (2). Так, приховане нагрівання контакту, оцінене балами *P* = 3, *S* = 4 і *D* = 4, має RPN = 48, що відповідає високому пріоритету модернізації: подія можлива за періодичних відхилень, її наслідки наближаються до найтяжчих, а виявити її під час звичайного огляду складно.

Інтегровану модель побудовано як замкнений цикл із дев'яти етапів (**рис. 1**), зміст якого узагальнює вимоги до планування й поліпшення системи управління охороною праці, безпечних методів роботи, перевірок робочого обладнання та організації робіт в електроустановках *(Directive 2009/104/EC, 2009; ISO, 2018; OSHA, n.d.; Держнаглядохоронпраці, 1998)*.

Модель поєднує три функціональні частини. Управлінська частина визначає відповідальність, участь працівників, керування змінами, перевірку та оцінювання результативності: підключення генератора, встановлення частотного перетворювача, переміщення мобільної сушарки чи залучення підрядника автоматично запускають перегляд схеми живлення, оцінки ризику, інструкції та аварійного плану. Технічна частина забезпечує ієрархію захисних рубежів, а оперативно-аварійна пов'язує кожний сигнал із конкретною дією, строком виконання та відповідальною особою. Для критичних установок визначають умови автоматичного й ручного зупинення, безпечний стан, межі небезпечної зони, порядок евакуації, відповідальних осіб, канали оповіщення, автономне живлення та послідовність відновлення; для біогазу, холодоагентів і зернового пилу сценарій додатково охоплює вторинний вибух, токсичний викид і поширення наслідків за межі приміщення.



Рис. 1 – Інтегрована модель безпеки енергоустановок аграрного підприємства

Замкнений зворотний зв'язок полягає в поверненні до реєстру небезпек результатів перевірок, відхилень, спрацювань захисту, подій, що могли перерости в аварію, та самих аварій. Повторне відхилення підвищує пріоритет модернізації, змінює інтервал контролю або критерій непридатності, тому інцидент використовують не лише для звітності, а й для перегляду технічних і організаційних захисних елементів. Упровадження моделі диференційовано за трьома рівнями ресурсомісткості (**табл. 3**).

Таблиця 3 – Рівні впровадження інтегрованої моделі безпеки

Рівень	Зміст заходів
Базовий	Актуальні схеми, належне маркування та огородження, перевірка заземлення й пристроїв захисного вимкнення, блокування повторного пуску, локальні аварійні вимикачі, процедура блокування та маркування джерел енергії (lockout/tagout, LOTO), чітке розмежування відповідальності
Проміжний	Забезпечення селективності спрацювання захисних пристроїв, термографічне обстеження, контроль стану ізоляції, температури, вібрації, газу, диму, пилу, рівня й тиску, автоматичне зупинення процесів, функціонування яких залежить від вентиляції
Цифровий	Інтегрування сигналів у єдиний журнал подій із визначеними пороговими значеннями, підтвердженням реагування та збереженням історії коригувань

Послідовність рівнів дає змогу першочергово усунути організаційні й технічні прогалини без значних інвестицій, а сенсорний контроль спрямувати на вузли, де раннє виявлення зменшує ризик великої аварії або тривалого простою. Неінвазивне дооснащення доцільне, якщо обладнання залишається працездатним, але не забезпечує належної діагностичної інформативності: зовнішні датчики струму, температури чи вібрації встановлюють без внесення змін до основного контролера. Щоб дооснащення не створювало нових ризиків, воно передбачає перевірку достовірності даних, резервування критично важливих сигналів, збереження локального аварійного вимкнення, контроль доступу, журналювання змін конфігурації та безпечний режим роботи в разі втрати зв'язку. Для малих господарств достатні електронний реєстр, мобільна фотофіксація та локальні датчики, для великих комплексів – центральне диспетчерське керування, резервування каналів, розмежування прав доступу, синхронізація часу, зберігання даних і аналіз тенденцій. Незмінною вимогою для обох масштабів є простежуваність: за кожним сигналом мають бути встановлені одержувач, рішення, час реакції та підтвердження відновлення безпечного стану.

Отримані результати узгоджуються з попередніми дослідженнями й водночас розширюють їх. У дослідженні Ф. Де Лео та співавторів *(De Leo et al., 2023)* доведено, що відомості про інциденти можна перетворювати на профілактичні рішення. Запропонована модель розвиває цей висновок, оскільки фіксує не лише підсумкову подію, а й деградацію конкретних захисних елементів: прострочену перевірку, нестабільний сигнал, повторне перевантаження або невідповідність схеми фактичній конфігурації. Завдяки цьому аналіз події безпосередньо пов'язується зі зміною регламенту обслуговування. Включення вторинного вибуху до сценаріїв для біогазових установок відповідає даним Х. Хегазі та співавторів *(Hegazy et al., 2024)* про переважання вибухів серед аварій на таких об'єктах.

Порівняно з FRAM-моделлю П. Россі та співавторів *(Rossi et al., 2025)* запропонований підхід менш детально описує поведінкову мінливість, проте переводить її в перевірювані технічні дії. Так, часовий тиск під час сезонних робіт може зумовлювати відкладене обслуговування або обхід блокування, після чого модель призначає зміну регламенту, резервування, заборону пуску чи автоматичне журналювання.

Щодо цифрових засобів результати збігаються з висновками попередніх праць за однієї умови. Радіочастотні засоби аварійного зупинення, бездротові датчики та рішення з інтелектуального дооснащення *(Chacón et al., 2025; Jaspert et al., 2021; Sadeghi et al., 2022)* набувають профілактичної цінності лише в межах чітко встановленої процедури, у якій визначено одержувача сигналу, аварійний поріг, допустимий час реакції, умови блокування та місце зберігання запису. Такий підхід узгоджується з висновками С. Р. С. Чівідіно та співавторів *(Cividino et al., 2025)* щодо необхідності експертного контролю хибнонегативних машинних рішень: автоматична класифікація не скасовує обов'язкової перевірки чи дозволу компетентної особи. Відмінність запропонованої моделі від проаналізованих праць полягає в тому, що вона поєднує в одному циклі нормативні вимоги, інженерні засоби, моніторинг, аварійне реагування й цивільний захист, тоді як у попередніх дослідженнях ці складники розглянуто окремо.

Практичне значення моделі полягає в можливості її застосування у формі внутрішнього стандарту підприємства, контрольного переліку та дорожньої карти модернізації. Виробничу апробацію доцільно провести на зерносушарці, насосній станції та біогазовій установці, для чого визначено вимірювані показники з цільовими значеннями (**табл. 4**).

Таблиця 4 – Показники моніторингу та цільові значення для пілотного впровадження моделі

Показник	Цільове значення
Частка обладнання, внесеного до реєстру й забезпеченого актуальними схемами	не менше ніж 95%
Частка регламентних перевірок, виконаних у встановлений термін	не менше ніж 90%
Доступність критично важливих сигналів	не менше ніж 95%
Медіанний час від сигналу тривоги до досягнення безпечного стану	скорочення щонайменше на 20%
Повторюваність однотипних подій, що могли перерости в аварію	зменшення на 25%
Частка коригувальних дій, закритих у встановлений термін	не менше ніж 90%
Простої та витрати впродовж життєвого циклу обладнання	оцінюють додатково

Наведені значення є критеріями перевірки, а не доведеним ефектом моделі: вони задають рівень, за досягнення якого пілотне впровадження можна вважати результативним. Результати дослідження мають і обмеження. Дослідження не містило вимірювань на підприємствах, експертного узгодження ваг критеріїв чи економічного розрахунку для конкретного парку обладнання. Однакові ваги забезпечують прозорість первинного порівняння, однак їх необхідно перевірити методом експертного узгодження та аналізом чутливості, а пороги RPN – відкалібрувати за журналами подій конкретного підприємства.

Адаптація не передбачає механічного перенесення іноземних норм: необхідно враховувати правовий статус документа, кваліфікацію персоналу, доступність сертифікованого обладнання, технічного обслуговування й калібрування, стійкість зв'язку та ресурси аварійних служб. Першочергового впровадження потребують вузли з високим значенням RPN, у яких контрольований

параметр передує небезпечній події. Отже, модель обґрунтовано на нормативно-функціональному рівні, тоді як її вплив на травматизм, простої та витрати потребує тривалого польового спостереження.

ВИСНОВКИ

Функціональне кодування восьми базових нормативних документів засвідчило, що жоден із них окремо не охоплює повного циклу безпеки аграрної енергоустановки, а значення індексу функціонального охоплення становлять від 60 до 80%. Управлінські стандарти задають цикл відповідальності й поліпшення, електротехнічні документи конкретизують захист і безпечне виконання робіт, а вимоги до машин і робочого обладнання охоплюють оцінювання ризику, перевірки та аварійні пристрої, тому ці документи доцільно застосовувати у взаємодоповненні.

Основною прогалиною української практики є слабкий зв'язок докладно регламентованих базових процедур електробезпеки з постійним моніторингом, кількісним ранжуванням ризиків, аналізом передумов інцидентів і цивільним захистом. Індекс функціонального охоплення відображає лише широту регламентації функцій і не є рейтингом юридичної сили чи технічної якості документів.

Наукова новизна полягає в розробленні інтегрованої моделі безпеки, яка адаптує міжнародні вимоги до управління електротехнічними, пожежно-вибуховими, механічними, середовищними й організаційними ризиками аграрних енергоустановок і поєднує в замкненому циклі реєстр обладнання, сценарну ідентифікацію небезпек, пріоритизацію за числом пріоритетності ризику, інженерні й організаційні заходи, моніторинг, аварійне реагування, аналіз подій і коригувальні дії. Зворотний зв'язок забезпечує перегляд регламентів і пріоритетів модернізації відповідно до фактичних відхилень.

Практичне значення визначають два результати: диференціація впровадження за базовим, проміжним і цифровим рівнями, яка дає змогу спершу усунути організаційні й технічні прогалини, а сенсорний контроль спрямувати на критичні вузли, та система вимірюваних показників із цільовими значеннями для пілотного впровадження. Модель придатна до застосування у формі внутрішнього стандарту, контрольного переліку та дорожньої карти модернізації.

Подальша валідація моделі передбачає її пілотне впровадження на підприємствах різного масштабу з експертним узгодженням ваг критеріїв, калібруванням порогів пріоритетності та оцінюванням динаміки травматизму, простоїв і витрат упродовж життєвого циклу обладнання.

СПИСОК ПОСИЛАНЬ

Chacón, F., Cubero-Atienza, A. J., Vázquez, F., Garrido, J., & Ruz, M. L. (2025). Accident prevention in agricultural machinery using radiofrequency technology: A prototype application to olive net collectors. *Safety Science*, *188*, Article 106875. https://doi.org/10.1016/j.ssci.2025.106875

Cividino, S. R. S., Cappelli, A., Belluco, P., Rinaldi, F., Avramovic, L., & Zaninelli, M. (2025). Preliminary study of vision-based artificial intelligence application to evaluate occupational risks in viticulture. *Sensors*, *25*(21), Article 6749. https://doi.org/10.3390/s25216749

De Leo, F., Elia, V., Gnoni, M. G., Tornese, F., De Merich, D., Guglielmi, A., & Pellicci, M. (2023). Assessment of safety levels in the agricultural sector for supporting social sustainability: A quantitative analysis from a national point of view. *Sustainability*, *15*(16), Article 12585. https://doi.org/10.3390/su151612585

Directive 2009/104/EC of the European Parliament and of the Council of 16 September 2009 concerning the minimum safety and health requirements for the use of work equipment by workers at work (second individual Directive within the meaning of Article 16(1) of Directive 89/391/EEC) (codified version). (2009). *Official Journal of the European Union*, *L 260*, 5–19. https://eur-lex.europa.eu/eli/dir/2009/104/oj

Di Stefano, V., Cecchini, M., Riccioni, S., Di Domenico, G., & Bianchini, L. (2025). Exposure to noise from agricultural machinery: Risk assessment of agricultural workers in Italy. *AgriEngineering*, *7*(3), Article 87. https://doi.org/10.3390/agriengineering7030087

Hegazy, H., Saady, N. M. C., Khan, F., Zendehboudi, S., & Albayati, T. M. (2024). Biogas plants accidents: Analyzing occurrence, severity, and associations between 1990 and 2023. *Safety Science*, *177*, Article 106597. https://doi.org/10.1016/j.ssci.2024.106597

International Electrotechnical Commission. (2006). *Low-voltage electrical installations – Part 7-705: Requirements for special installations or locations – Agricultural and horticultural premises* (IEC Standard No. 60364-7-705:2006). https://webstore.iec.ch/publication/1892

International Labour Organization. (2001). *Guidelines on occupational safety and health management systems: ILO-OSH 2001*. Geneva: International Labour Office. https://www.ilo.org/publications/guidelines-occupational-safety-and-health-management-systems-ilo-osh-2001

International Organization for Standardization. (2010). *Safety of machinery – General principles for design – Risk assessment and risk reduction* (ISO Standard No. 12100:2010). https://www.iso.org/standard/51528.html

International Organization for Standardization. (2018). *Occupational health and safety management systems – Requirements with guidance for use* (ISO Standard No. 45001:2018). https://www.iso.org/standard/63787.html

International Organization for Standardization. (2024). *Occupational health and safety management systems – Requirements with guidance for use – Amendment 1: Climate action changes* (ISO Standard No. 45001:2018/Amd 1:2024). https://www.iso.org/standard/88428.html

Jaspert, D., Ebel, M., Eckhardt, A., & Poeppelbuss, J. (2021). Smart retrofitting in manufacturing: A systematic review. *Journal of Cleaner Production*, *312*, Article 127555. https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2021.127555

National Fire Protection Association. (2024). *Standard for electrical safety in the workplace* (NFPA Standard No. 70E:2024). https://www.nfpa.org/product/nfpa-70e-standard-for-electrical-safety-in-the-workplace/p0070ecode

Occupational Safety and Health Administration. (n.d.). *Occupational safety and health standards (29 CFR Part 1910): Subpart S – Electrical; Subpart R, § 1910.269 – Electric power generation, transmission, and distribution*. Retrieved September 24, 2026, from https://www.osha.gov/laws-regs/regulations/standardnumber/1910/1910TableofContents

Rossi, P., Caffaro, F., & Cecchini, M. (2025). FRAM-based safety culture model for the analysis of socio-technical and environmental variability in mechanised agricultural activities. *Safety*, *11*(3), Article 80. https://doi.org/10.3390/safety11030080

Rubino, F. M., Puri, D., Fargnoli, M., Lombardi, M., Mandić-Rajčević, S., & Colosio, C. (2025). Sicurpest: A prototype of a user-friendly tool for preventive risk assessment of pesticide use in agriculture. *Toxics*, *13*(2), Article 89. https://doi.org/10.3390/toxics13020089

Sadeghi, S., Soltanmohammadlou, N., & Nasirzadeh, F. (2022). Applications of wireless sensor networks to improve occupational safety and health in underground mines. *Journal of Safety Research*, *83*, 8–25. https://doi.org/10.1016/j.jsr.2022.07.016

Sguaizer, F., Vigoroso, L., Micheletti Cremasco, M., & Caffaro, F. (2025). Perceived working conditions and intention to adopt digital safety training in high-risk productive sectors: An exploratory study in manufacturing and agriculture in Northwest Italy. *Safety*, *11*(2), Article 51. https://doi.org/10.3390/safety11020051

Surucu, O., Gadsden, S. A., & Yawney, J. (2023). Condition monitoring using machine learning: A review of theory, applications, and recent advances. *Expert Systems with Applications*, *221*, Article 119738. https://doi.org/10.1016/j.eswa.2023.119738

Turnbull, A., & Carroll, J. (2021). Cost benefit of implementing advanced monitoring and predictive maintenance strategies for offshore wind farms. *Energies*, *14*(16), Article 4922. https://doi.org/10.3390/en14164922

Державний комітет України по нагляду за охороною праці. (1998). *Про затвердження Правил безпечної експлуатації електроустановок споживачів (НПАОП 40.1-1.21-98)* [On approval of the Rules for the safe operation of consumer electrical installations (NPAOP 40.1-1.21-98)]: наказ від 09.01.1998 № 4, зареєстровано в Міністерстві юстиції України 10.02.1998 за № 93/2533. https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0093-98

e-ISSN 2708-9754; ISSN 2307-1699
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, 2026, Вип. 52
AGRICULTURAL MACHINES, 2026, Vol. 52

STUDY OF SAPROPEL PROCESSING IN A DMRR

I. Tsiz*, A. Buchak

Lutsk National Technical University, Lutsk, Ukraine

AGRICULTURAL MACHINES
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Key words:
sapropel,
humic fertilizers,
disperser-mixer,
rotor,
annular channel,
reagent,
Taylor vortices

Article history:
Received 15.09.2026
Reviewed 28.09.2026
Approved 30.10.2026

*****Corresponding author:***
tsizigor@lutsk-ntu.com.ua

ABSTRACT

Organic sapropel is a high-quality source for replenishing soil humus and proves highly effective when applied to degraded or industrially contaminated soils. The specific nature of sapropel deposit formation results in a dispersed structure with a water content ranging from 92% to 98%. Dehydrating sapropel to a moisture level suitable for use as fertilizer requires significant energy expenditure. An alternative approach is to utilize sapropel at its natural extraction moisture content. One method for utilizing organic sapropel at natural moisture levels involves treating it with a dilute alkali (or acid) solution to produce humic organo-mineral fertilizers. To ensure an effective reaction between the sapropel and the alkali (or acid) solution, a DMRR design has been developed that facilitates micro-mixing of the reactants within the annular channel formed between the rotor and the stator. The aim of this study is to theoretically investigate the processes governing parameter fluctuations in reactant flows within the annular channel of the DMRR. An analysis of how annular channel parameters and reactant properties influence flow regimes revealed that a turbulent flow regime cannot occur within the mixing zone. Consequently, the mixing process can be intensified by employing a rotating rotor, which induces flow instability in the radial direction and the formation of Taylor vortices. It has been established that Taylor vortices will form in the mixing zone of the annular channel when the rotor diameter exceeds 0.04 m and the rotational speed is greater than 200–250 rad/s. Under these conditions, the dimensionless gap between the rotor and the stator must not be less than 0.05. The propagation speed of disturbances is primarily influenced by the rotor's angular velocity and the viscosity of the fluid being processed. The rotor's angular velocity has a particularly significant effect in the zone where the flow meets the rotor surface.

DOI: 10.36910/acm.vi52.2336

To cite this article:
Tsiz, I., & Buchak, A. (2026). Study of sapropel processing in a DMRR. *Agricultural Machines*, *52*, 118-130. https://doi.org/10.36910/acm.vi52.2336

e-ISSN 2708-9754; ISSN 2307-1699
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, 2026, Вип. 52
AGRICULTURAL MACHINES, 2026, Vol. 52

УДК 631.3

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ОБРОБКИ САПРОПЕЛЮ У ДЗОР

І.Є. Цизь, А.Т. Бучак

Луцький національний технічний університет, Луцьк, Україна

AGRICULTURAL MACHINES
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Ключові слова:
сапропель,
гумінові добрива,
диспергатор-змішувач,
ротор,
кільцевий канал,
реагент,
вихори Тейлора.

Історія публікації:
Отримано 15.09.2026
Прорецензовано 28.09.2026
Затверджено до друку 30.10.2026

Автор для листування:*
tsizigor@lutsk-ntu.com.ua

АНОТАЦІЯ

Органічний сапропель є якісним джерелом поповнення гумусу ґрунту та забезпечує високу ефективність під час застосування на деградованих і техногенно забруднених ґрунтах. Особливість формування покладів сапропелю забезпечує їх дисперсну будову із вмістом води у межах 92…98 %. Процес зневоднення сапропелю до вологості, яка забезпечує його використання у якості добрива, вимагає значних затрат енергії. Альтернативою є використання сапропелю із вологістю, яку він має під час добування. Способом використання органічного сапропелю природної вологості є його обробка слабким розчином лугу (кислоти) та отримання гумінових органо-мінеральних добрив. Для забезпечення якісної реакції між сапропелем та розчином лугу (кислоти) розроблена конструкція ДЗОР, яка забезпечує мікроперемішування реагентів у кільцевому каналі між ротором та статором. Метою дослідження є теоретично дослідити процеси формування флуктуацій параметрів потоків реагентів у кільцевому каналі ДЗОР. Дослідження впливу параметрів кільцевого каналу та властивостей реагентів на режими їх руху виявили, що для зони змішування виникнення турбулентного режиму руху є неможливим. Тому інтенсифікація процесу перемішування реагентів можлива шляхом використання обертового ротора, що забезпечує втрату стійкості потоку у радіальному напрямку та виникнення вихорів Тейлора. Встановлено, що у зоні змішування кільцевого каналу виникатимуть вихори Тейлора за діаметра ротора більшого від 0,04 м та частота його обертання > 200...250 рад/с. При цьому безрозмірна величина зазору між ротором та статором не повинна бути меншою за 0,05. На швидкість поширення збурень визначальний влив має кутова швидкість обертання ротора та в'язкість рідини, яка обробляється. Особливо значущим є вплив кутової швидкості обертання ротора у зоні примикання потоку до поверхні останнього.

DOI: 10.36910/acm.vi52.2336

Цитувати цю статтю:
Цизь, І. Є., & Бучак, А.Т. (2026). Дослідження процесів обробки сапропелю у ДЗОР. *Сільськогосподарські машини*, *52*, 118-130. https://doi.org/10.36910/acm.vi52.2336

СТАН ПИТАННЯ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Особливість формування покладів сапропелю забезпечує їх дисперсну будову із вмістом води у межах 92…98 % *(Шевчук, 1996, Tsiz et al., 2023)*. Процес зневоднення добутого сапропелю до вологості, яка забезпечує його використання у якості добрива, вимагає значних затрат енергії та використання відповідної техніки та технологій. Альтернативою є використання сапропелю із вологістю, яку він має під час добування.

Наявність у сапропелі органічного типу гумінових речовин визначають його радіопротекторні, акумулятивні, транспортні, регулювальні та фізіологічні властивості *(Zarina et al., 2023; Grantina-Ievina et al., 2014; Edesi et al., 2020)*. Дослідженнями *(Edesi et al., 2020, Stankevica et al., 2013, Stankevica et al., 2014)* виявлено високу ефективність його застосування на деградованих та забруднених ґрунтах. Для активації гумінових речовин органічного сапропелю найбільшого поширення набула технологія виготовлення гумінових органо-мінеральних добрив (ГОМД), в основі якої лежить властивість гумінових кислот (ГК) взаємодіяти із слабкими розчинами лугів, мінеральних кислот та їх солей з утворенням солей гумінових кислот – так званих, гуматів. Дослідженнями також встановлено, що використання свіжо добутого сапропелю природної вологості, який не зазнав окислення киснем повітря забезпечу максимальне виділення ГК *(Цизь & Величко, 2007)*. Тому технологія виробництва ГОМД на основі сапропелю дозволяє його використання із природною вологістю.

Виробництво і використання ГОМД здійснюється в Україні та за кордоном. Вітчизняні виробники пропонують ГОМД на основі сапропелю під назвою «Сапропель», «Гумат екстра» (фірма Біо Агро Захист), «Гумат калію» (компанії Українська органіка), “Сапрогум” («Зендер Україна») *(Бортнік et al., 2006)* тощо. Широкий асортимент гумінових добрив на основі різних органічних речовин пропонує німецька фірма umintech.

Основною технологічною складовою під час виділення (екстрагування) ГК є проведення якісної реакції, тобто досягнення умов за яких прореагує максимальна кількість органічної речовини з екстрагентом. Під час виготовлення вказаних ГОМД бажаний результат досягають високими швидкостями перемішування за підвищених температур та тисків у диспергаторах-змішувачах періодичної дії *(Schirmer et al., 2021)*.

Колоїдна будова сапропелю утруднює виділення з нього ГК. Фізично зв’язана вода утворює навколо колоїдних частинок водні оболонки, які перебувають під впливом поверхневих сил натягу. Тому під час механічного перемішування та подрібнення слід прагнути до неперервної взаємодії мікрооб’ємів реагенту та органічної речовини сапропелю для виділення максимальної кількості ГК. Такий результат можна досягти у диспергаторах-змішувачах неперервної дії, які бувають статичними та з механічним приводом *(Ghanem et al., 2014, Riera et al., 1991, Polyakovs et al., 2013)*. Статичний змішувач має будову порожнистої труби або каналу із змонтованими у внутрішній її порожнині спеціальними перегородками. Функції перегородок полягають у зміні структуру потоку з метою утворення вторинних поперечних потоків, які посилюють масо- і теплообмін у поперечному перерізі. Завдяки цьому статичні змішувачі ділять і перерозподіляють лінії потоку використовуючи лише енергію потоку рідини *(Ghanem et al., 2014, Thakur et al., 2003)*. У диспергаторах-змішувачах з механічним приводом наявний обертовий ротор різноманітної конструкції, а також спеціальної форми статор. Завдяки руху потоку рідини у зазорі між ротором та статором і відбувається її диспергування *(Ghanem et al., 2014, Polyakovs et al., 2013)*. Диспергатори-змішувачі із високим ступенем зсуву виробляє компанія Chemineer. У диспергаторах-змішувачах для виготовлення водно-вугільної суспензії інтенсифікація процесу диспергування досягається завдяки кавітаційному ефекту *(Polyakovs et al., 2013)*. Робота цих диспергаторів-змішувачів передбачає попереднє змішування реагентів.

Для забезпечення якісної реакції між сапропелем та розчином лугу (кислоти) нами розроблена конструкція диспергатора-змішувача з обертовим ротором (ДЗОР), який не вимагає попереднього змішування реагентів *(Цизь & Величко, 2008)*. Дана конструкція забезпечує мікроперемішування сапропелю природної вологості ($W = 94 - 96$ %) із розчином лугу у кільцевому каналі, який формується у зазорі між ротором та статором. Мікорперемішування реагентів у кільцевому каналі зумовлено рядом складних гідродинамічних процесів, які спричинені дією відцентрової сили, зсувом

шарів в осьовому та меридіальному напрямках через градієнт швидкості та наявністю двох шарів рідин із різними фізико-реологічними властивостями.

Мета дослідження – теоретично дослідити процеси формування флуктуацій параметрів потоків реагентів у кільцевому зканалі ДЗОР.

МАТЕРІАЛИ І МЕТОДИ

Робочий процес запропонованого диспергатор-змішувача полягає у тому, що розчин лугу подається каналом 1 у ділянку АВ каналу 4 та розділяється на два потоки товщиною h (**рис.1**). Кожен із потоків зустрічається відповідно у точці А та В із потоком сапропелю, що подається через канали 2. Для створення відцентрової сили в горизонтальній площині канали 2 вмонтовані у обертовий ротор. Зважаючи на це відрізки АВ є частиною твірної циліндричного ротора. Завдяки коливанням параметрів потоків обох реагентів на ділянках СА і BD кільцевого каналу має місце інтенсивне взаємне диспергування потоків у горизонтальному та тангенціально напрямку та відбувається їх перемішування. Готова суміш відводиться через канали 3.

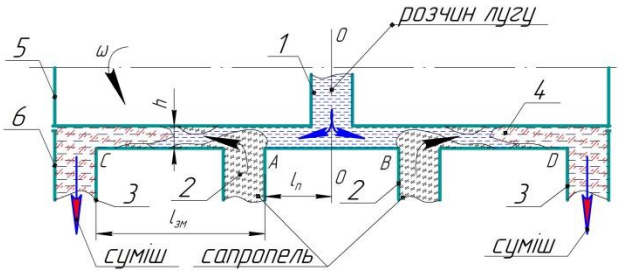


Рис. 1 - Схема робочого процесу змішування сапропелю із розчином лугу: 1 – канал подачі лугу; 2 – канал подачі сапропелю; 3 – канали відведення суміші; 4 – змішувальний канал; 5 – ротор; 6 – статор

Наведений на **рис. 2** ДЗОР для отримання ГОМД містить у роторі чотири ряди отворів для подачі сапропелю та два ряди отворів у статорі для подачі розчину лугу. Завдяки цьому формується чотири кільцевих змішувальних канали довжиною $l_{зм}$. Для відведення суміші у статорі наявні три ряди отворів та колектор суміші.

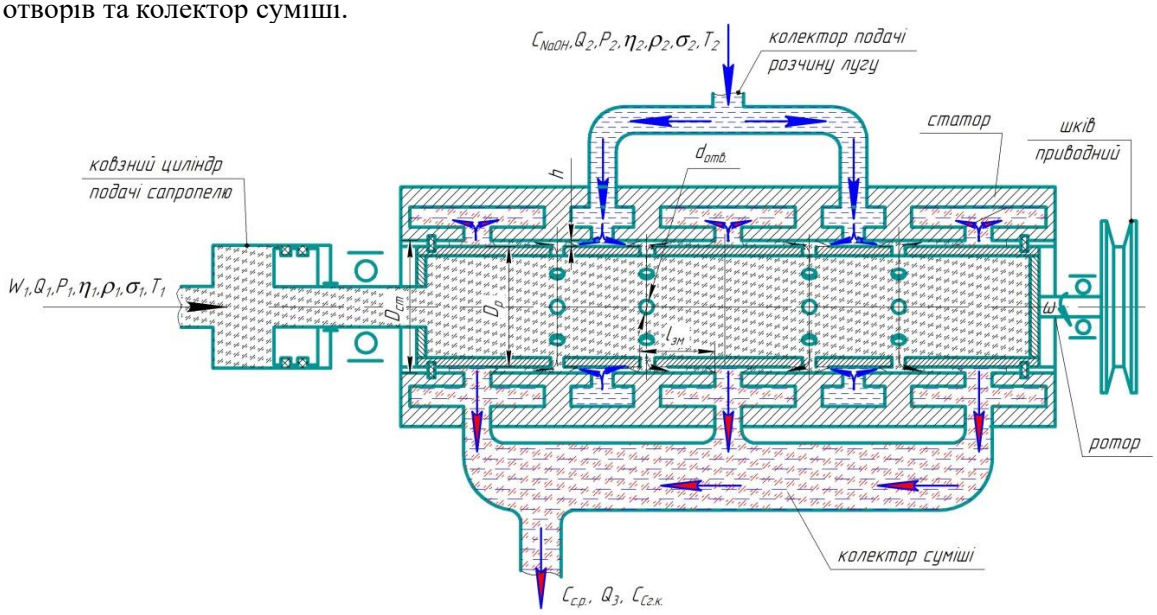


Рис. 2 – Функціональна схема ДЗОР для отримання ГОМД на основі сапропелю

Надалі у залежностях для параметрів потоків реагентів використовуватимемо індекс «1» для сапропелю, а індекс «2» для розчину лугу. Тому потік сапропелю надходить до ротора через ковзний циліндр із параметрами: вологість W_1, витрата Q_1, тиск P_1, динамічна в'язкість η_1, густина ρ_1,

коефіцієнт поверхневого натягу σ_1 та температура T_1. Вхідний потік розчину лугу характеризують такі параметри: концентрація лугу у розчині C_{NaOH}, витрата Q_2, тиск P_2 динамічна в'язкість η_2, густина ρ_2, коефіцієнт поверхневого натягу σ_2 та температура T_2. Отримана суміш має параметри: продуктивність ДЗОР Q_3; вміст сухої речовини $C_{c.p.}$; вміст вуглецю гумінових кислот $C_{Cг.к.}$. На **рис. 2** відображено функціональну схему ДЗОР із двома секціями змішування. У подальших теоретичних дослідженнях зупинимось на аналізі процесів у одній секції.

Теоретичні дослідження процесів формування флуктуацій параметрів потоків реагентів базувалися на основних положеннях гідродинаміки, вищої математики та фізики. Аналіз математичних моделей та графічні побудови здійснювалися в середовищі програми Mathcad.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ОБГОВОРЕННЯ

У випадку осьового руху в'язких рідин трубопроводами основною причиною виникнення флуктуації у паралельних шарах рідини є зростання напружень Рейнольдса більше від величини сил внутрішнього в'язкого опору рідини. У цьому випадку відбувається перехід від ламінарного режиму руху рідини до турбулентного. Для оцінки такого явища використовують безрозмірну характеристику – число Рейнольдса. Із теорії руху в'язких рідин відома загальна формула для його розрахунку *(Prandtl, 1934, Мандрус et al., 1995)*

$$Re = \frac{4 \cdot \rho \cdot R \cdot \bar{u}}{\eta}, \tag{1}$$

де η - динамічна в'язкість рідини, Па·с; R - гідравлічний радіус каналу у якому рухається рідина, м; ρ - густина рідини, кг/м^3; $\bar{u}$ - середня (ефективна) швидкість руху рідини у каналі, м/с.

Для оцінки можливості виникнення процесу перемішування реагентів за рахунок турбулентного режиму руху спочатку розглянемо особливості руху рідини на окремих ділянках вздовж осі ротора для однієї секції ДЗОР за умови, що обертання ротора відсутнє. Вважатимемо, що із певним наближенням, потік розчину лугу входячи через кільцевий канал 1 (**рис. 1**) розподіляється рівномірно на два потоки відносно осі симетрії ОО. У такому випадку процеси, які відбуваються у праву та ліву сторону від осі ОО вважатимемо симетричними. Тому у кільцевому каналі на ділянці між перерізами по осі ОО та точці А матимемо рух розчину лугу (надалі реагент 2). Витрата реагента 2 на цій ділянці буде рівна половині витрати даного реагента 2, що припадає на одну секцію $Q_{2сек}/2$. А на ділянці між перерізами у точці А та точці С матимемо рух суміші сапропелю (надалі реагент 1) та реагента 2. При цьому витрата реагента 1 на даній ділянці також складатиме $Q_{1сек}/2$. Загальна витрата на цій ділянці буде рівна половині продуктивності секції за готовою сумішшю $Q_{3сек}/2$. Тоді використавши $m = Q_{2сек}/Q_{1сек}$ - вміст реагентів маємо

$$Q_{3сек} = Q_{1сек} \cdot (1 + m), \tag{2}$$

У той же час важливою характеристикою ДЗОР є час перебування частинки реагенту у зоні змішування $t_{зм}$. Величина цього часу визначається саме часом необхідним якісної взаємодії між реагентами і визначається особливістю конструкції змішувача та швидкістю протікання хімічних реакцій між компонентами.

Увівши безрозмірну величину довжини зони змішування $l_1 = l_{зм}/D_p$ встановити середню швидкість потоку суміші реагентів у зоні змішування

$$\bar{u}_{зм} = \frac{l_1 \cdot D_p}{t_{зм}}, \tag{3}$$

У такому випадку середня реагента 2 на ділянці ОА складатиме

$$\bar{u}_0 = \frac{l_1 \cdot D_p \cdot m}{t_{зм} \cdot (1 + m)}. \tag{4}$$

Увівши безрозмірну величину зазору між ротором та статором $h_0 = h/D_p$ та врахувавши

значення гідравлічного радіусу кільцевого каналу і вираз (3.4) для ділянки ОА отримаємо

$$Re = \frac{2 \cdot \rho \cdot h_0 \cdot l_1 \cdot D_p^2 \cdot m}{\eta \cdot t_{зм} \cdot (1+m)}. \quad (5)$$

Оскільки для обробки сапропелю під час виділення гумінових кислот використовують 1-2 % розчин лугу (кислоти) то вважатимемо, що даний реагент має значення коефіцієнта динамічної в'язкості який рівний його значенню для води.

У той же час згідно експериментальних досліджень *(Хомич et al., 2013)* встановлено, що реагент 1 (органічний сапропель) належить до групи псевдопластичних матеріалів для яких в'язкість змінюється за степеневим законом *(Nouri & Whitelaw, 1994; Macosko, 1994)*

$$\tau = K \cdot u^n, \quad (6)$$

де τ - дотичне напруження; K - коефіцієнт пропорційності (коефіцієнт консистенції); u - швидкість деформації шарів; $n < 1$ - показник течії псевдопластичної рідини.

Оскільки коефіцієнт в'язкості для такої рідини є не постійною величиною, а залежить від швидкості деформації шарів то вводять ефективну (видиму) в'язкість, яка визначатиметься залежністю

$$\eta_{еф.} = K \cdot u^{n-1}. \quad (7)$$

За рахунок змішування між реагентами відбуватиметься зниження вмісту сухої речовини сапропелю та очевидно відбуватимуться зміна значень коефіцієнтів, які входять до рівняння (6) від початкових значень для реагенту 1. Але для оцінки можливого режиму руху число Рейнольдса для ділянки АС визначатиметься залежністю

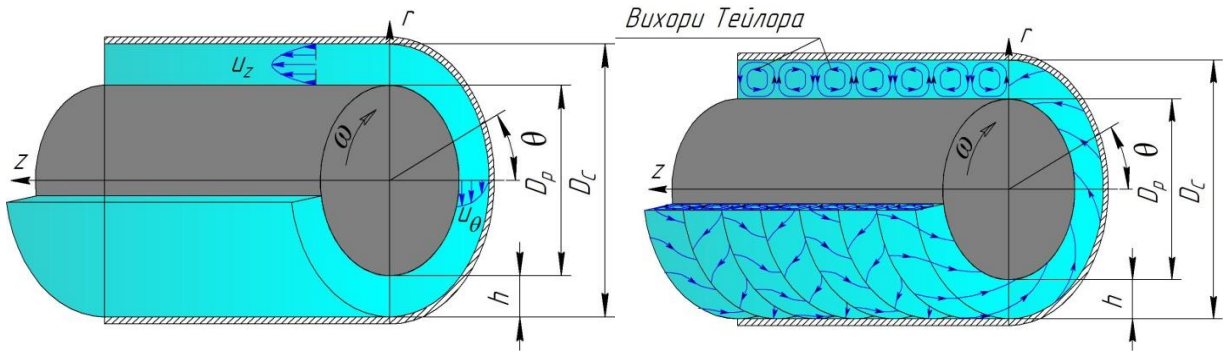
$$Re = \frac{2 \cdot \rho \cdot h_0 \cdot D_p^{3-n}}{K} \cdot \left(\frac{l_1}{t_{зм}} \right)^{2-n} \quad (8)$$

Дослідження впливу параметрів ДЗОР та властивостей реагентів на режими їх руху у кільцевому каналі показують, що для зони змішування виникнення турбулентного режиму руху є неможливим. На ділянці ОА кільцевого каналу можливий турбулентний режим рух реагента 2 за значень часу змішування $t_{зм}$, що не перевищує 0,5...0,7 с, діаметра ротора $D_p > 0,07$ м та зазору $h_0 = 0,12...0,15$.

Досягти інтенсифікації процесу перемішування реагенті можна завдяки наданню ротору обертового рух. Рівняння, що визначає сумарну швидкість потоку рідини між обертовим ротором та статором у циліндричні системі координат (рис. 3, а) матиме вигляд

$$u = u_z(r) \cdot e_z + u_\Theta(r) \cdot e_\Theta, \quad (9)$$

де $u_z(r)$ - осьова швидкість рідини спричинена градієнтом тиску; $u_\Theta(r)$ - меридіальна швидкість рідини спричинена обертанням внутрішнього циліндра (ротора); e_z та e_Θ - одиничні вектори.



а б

Рис 3 - Схема режимів руху рідини у кільцевому зазорі за обертання внутрішнього циліндра

Проте за рахунок зростання частоти обертання ротора у кільцевому зазорі може виникнути флуктуації параметрів потоку рідини. Поява таких відхилень визначається умовою Кармана *(Stuart, 1986)* (**рис. 4**)

$$\begin{cases} \left(r_A \cdot u_{\Theta A}\right)^2 < \left(r_B \cdot u_{\Theta B}\right)^2 \Rightarrow \textit{потік стабільний;} \\ \left(r_A \cdot u_{\Theta A}\right)^2 > \left(r_B \cdot u_{\Theta B}\right)^2 \Rightarrow \textit{потік нестабільний.} \end{cases} \tag{10}$$

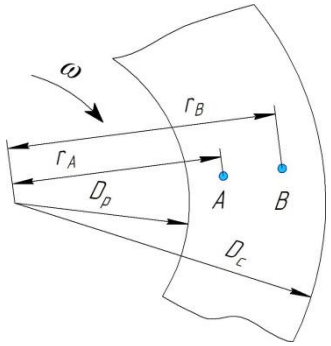


Рис. 4 - Схема до умови Кармана *(Stuart, 1986)*

Фізичний зміст цієї умови полягає у тому, що у випадку коли деякий елементарний об'єм потоку рідини що знаходиться у точці А та рухаючись тангенціально із меридіальною швидкістю $u_{\Theta A}$ зміщається до точки потоку В то можна вважати, що цей об'єм прибуває у точку В маючи нову меридіальну швидкість $u_{\Theta A} \cdot \left(\frac{r_A}{r_B}\right)$. За такої швидкості на об'єм діятиме відцентрова сила

$$F'_A = \frac{\rho \cdot u_{\Theta A}^2 r_A^2}{r_B^3}. \tag{11}$$

Але оскільки меридіальна швидкість елементарного об'єму потоку у точці В рівна $u_{\Theta B}$ то на нього діятиме відцентрова сила

$$F_B = \frac{\rho \cdot u_{\Theta B}^2}{r_B}, \tag{12}$$

У такому випадку коли $F'_A < F_B$ то елементарний об'єм повернеться у початкове положення і потік залишиться стабільним у іншому випадку він продовжить свій рух вздовж радіуса та стабільність потоку буде втрачена. Виконання умови 1 системи (10) можливе лише у випадку $u_{\Theta A} << 1$ або обертання зовнішнього циліндра, що не відповідає умовам роботи ДЗОР.

Втрата стійкості потоку спричинює появу його циркуляцій, які вперше описав G.I. Taylor, а це явище отримало назву вихорів Тейлора *(Taylor, 1923).* У випаду втрати стійкості потоку та виникнення вихорів Тейлора (**рис. 3, б**) рівняння, що визначає сумарну швидкість потоку рідини між обертовим ротором та статором у циліндричні системі координат набере вигляду

$$u = u_z\left(r,z\right) \cdot e_z + u_\Theta\left(r,z\right) \cdot e_\Theta + u_r\left(r,z\right) \cdot e_r. \tag{13}$$

Класичний підхід до теоретичного дослідження даного явища полягає поєднанні розгляду процесів у каналі між плоскими пластинами за наявності відносного їх руху, який отримав назву каналу Куета, та у кільцевому каналі за умови відсутності обертання яке називають задачею *Пуазейля (Wroński & Jastrzębski, 1990; Di Prima & Swinney, 1981; Stuart, 1958)*. Для такого випадку використовують рівняння Нав'є-Стокса та рівняння нерозривності *(Peng & Zhu, 2004)*

$$\rho \cdot \left(\frac{\partial u}{\partial t} + \left(\nabla \cdot u\right) \cdot u\right) = \nabla p + \nabla \cdot \tau; \tag{14}$$

$$\nabla \cdot u = 0, \tag{15}$$

де $\nabla \cdot u$ - дивергенція вектора швидкості; ∇p - градієнти тиску; τ - тензор напружень.

З урахуванням формули (6) вирази для тензора напружень за окремими ділянками ДЗОР складуть:

- ділянка ОА (для реагента 2)

$$\tau = 2 \cdot \eta \cdot D, \tag{16}$$

- ділянка АС (зона змішування реагентів 1 та 2)

$$\tau = 2 \cdot K \cdot u^{n-1} \cdot D, \tag{17}$$

де D - тензор складових швидкості деформації.

Тоді у циліндричні системі координат для ділянки ОА рівняння (14) та (15) матимуть вигляд [*Stuart, 1958*]

$$\frac{1}{r}\frac{\partial\left(r \cdot u_r\right)}{\partial r} + \frac{1}{r}\frac{\partial u_\Theta}{\partial \Theta} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0, \tag{18}$$

$$\rho\left(\frac{\partial u_r}{\partial t} + u_r\frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{u_\Theta}{r}\frac{\partial u_r}{\partial \Theta} - \frac{u_\Theta^2}{r} + u_z\frac{\partial u_r}{\partial z}\right) = -\frac{\partial p}{\partial r} + \eta\left(\nabla^2 u_r - \frac{u_r^2}{r} - \frac{2}{r^2}\frac{\partial u_\Theta}{\partial \Theta}\right); \tag{19}$$

$$\rho\left(\frac{\partial u_\Theta}{\partial t} + u_r\frac{\partial u_\Theta}{\partial r} + \frac{u_\Theta}{r}\frac{\partial u_\Theta}{\partial \Theta} + \frac{u_r u_\Theta}{r} + u_z\frac{\partial u_\Theta}{\partial z}\right) =$$

$$= -\frac{1}{r}\frac{\partial p}{\partial \Theta} + \eta\left(\nabla^2 u_\Theta - \frac{u_\Theta}{r^2} + \frac{2}{r^2}\frac{\partial u_r}{\partial \Theta}\right); \tag{20}$$

$$\rho\left(\frac{\partial u_z}{\partial t} + u_r\frac{\partial u_z}{\partial r} + \frac{u_\Theta}{r}\frac{\partial u_z}{\partial \Theta} + u_z\frac{\partial u_z}{\partial z}\right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \eta\nabla^2 u_z. \tag{21}$$

У (19)-(21) оператор Лапласа

$$\nabla^2 = \frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\frac{\partial}{\partial r}\right) + \frac{1}{r^2}\frac{\partial^2}{\partial \Theta^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}. \tag{22}$$

Для ділянки АС (зона змішування реагентів 1 та 2) рівняння нерозривності лишається таким же а (14) з урахуванням того, що оператор $\nabla\left(2 \cdot K \cdot u^{n-1} \cdot D\right)$ не можна спростити до оператора Лапласа то запишемо так

$$\rho\left(\frac{\partial u_r}{\partial t} + u_r\frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{u_\Theta}{r}\frac{\partial u_r}{\partial \Theta} - \frac{u_\Theta^2}{r} + u_z\frac{\partial u_r}{\partial z}\right) = -\frac{\partial p}{\partial r} + \left(\nabla \cdot \tau\right)_r; \tag{23}$$

$$\rho\left(\frac{\partial u_\Theta}{\partial t} + u_r\frac{\partial u_\Theta}{\partial r} + \frac{u_\Theta}{r}\frac{\partial u_\Theta}{\partial \Theta} + \frac{u_r u_\Theta}{r} + u_z\frac{\partial u_\Theta}{\partial z}\right) = -\frac{1}{r}\frac{\partial p}{\partial \Theta} + \left(\nabla \cdot \tau\right)_\Theta; \tag{24}$$

$$\rho\left(\frac{\partial u_z}{\partial t} + u_r\frac{\partial u_z}{\partial r} + \frac{u_\Theta}{r}\frac{\partial u_z}{\partial \Theta} + u_z\frac{\partial u_z}{\partial z}\right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \left(\nabla \cdot \tau\right)_z. \tag{25}$$

У подальшому до наведених рівнянь (18) - (25) підставляють вирази для компонент вектора швидкості та тиску, які враховують лінійні або нелінійні збурення *(Stuart, 1958; Stuart, 1986; Taylor, 1923; Di Prima & Swinney, 1981)*

$$u = u_0 + \varepsilon \cdot u'; \tag{26}$$

$$p = P + \varepsilon \cdot p', \tag{27}$$

де $\varepsilon << 1$ безрозмірний параметр (параметр амплітуди збурень); u' та p' - збурення поля швидкості та тиску відповідно.

Вирази (26) та (27) у рівняннях (18) - (25) дають члени першого ε та другого порядку ε^2. Оскільки $\varepsilon << 1$ то є праці у яких члени другого порядку не враховуються. За результатами таких досліджень отримана формула для визначення безрозмірного параметра, яким оцінюється можливість появи вихорів Тейлора (*Taylor, 1923*, *Stuart, 1986*). У розглядуваному випадку ДЗОР форму для розрахунку числа Тейлора матиме вигляд

$$T = \frac{\omega_p \cdot \rho}{\eta_{еф.}} \sqrt{\frac{D_p \cdot h^3 + h^4}{2}}, \quad (28)$$

або

$$T = \frac{\omega_p \cdot \rho \cdot D_p^2}{\eta_{еф.}} \sqrt{\frac{h_0^3 + h_0^4}{2}}. \quad (29)$$

Оцінкою виникнення вихорів є критичне значення числа Тейлора $T_{кр.} = 41,3$. Тому явище виникнення вихорів Тейлора у кільцевому зазорі ДЗОР визначається умовою

$$T = \frac{\omega_p \cdot \rho \cdot D_p^2}{\eta_{еф.}} \sqrt{\frac{h_0^3 + h_0^4}{2}} \geq 41,3. \quad (30)$$

Для ділянки ОА кільцевого зазору ДЗОР у вираз (30) замість $\eta_{еф.}$ слід підставляти коефіцієнт динамічної в'язкості води η, а для ділянки АС – вираз (7). У якості швидкості деформації шарів будемо використовувати їх швидкість у коловому русі, а тому отримаємо таку умову

$$T = \frac{\rho \cdot \omega_p^{2-n} \cdot D_p^{3-n}}{K \cdot 2^{1.5-n}} \sqrt{h_0^3 + h_0^4} \geq 41,3. \quad (31)$$

На основі побудованих за формулами (30) та (31) графічних залежностей (**рис. 5**) видно, що у зоні змішування тобто на ділянці АС кільцевого каналу виникатимуть вихори Тейлора коли діаметр ротора буде більшим за 0,04 м, а його частота обертання більшою від 200...250 рад/с. При цьому безрозмірна величина зазору між ротором та статором не повинна бути меншою за 0,05. У зоні подачі реагента 2 тобто на ділянці ОА кільцевого зазору за таких параметрів також будуть формуватись флуктуації параметрів потоку спричинені вихорами Тейлора.

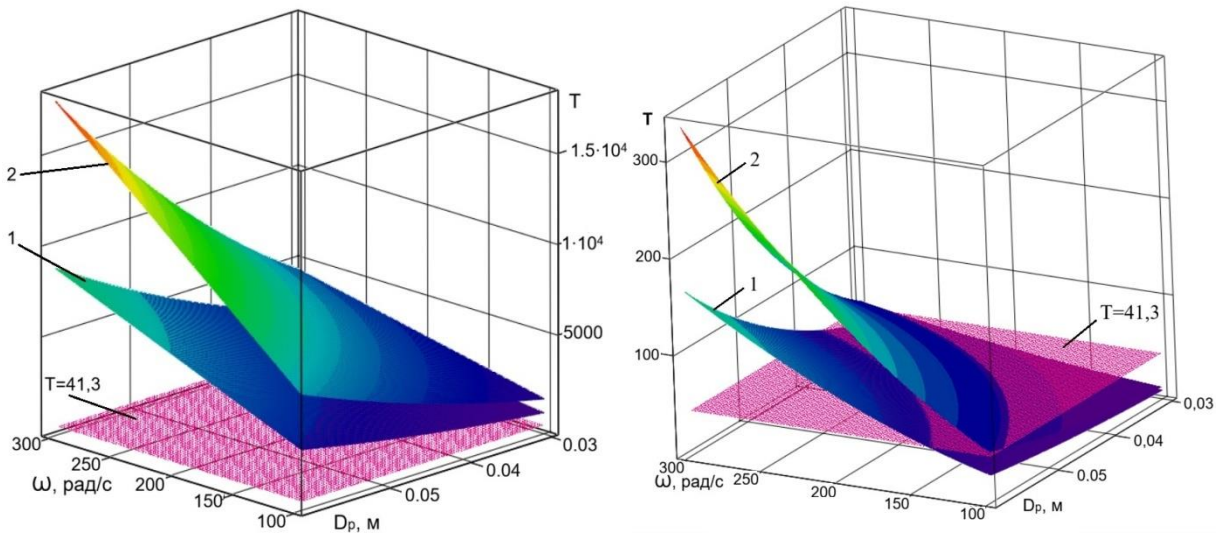


Рис. 5 – Залежність числа Тейлора T для ділянки ОА (а) та АС кільцнвого каналу ДЗОР від діаметра ротора D_p та кутової швидкості його обертання ω_p: 1 – $h_0 = 0,05$; 1 – $h_0 = 0,08$

Отримані результати вказують, що за визначених значень парметрів ДЗОР у ньому виникатимуть процеси завихрення потоків спричинені вихорами Тейлора. Проте для клькісної оцінки інтенсивності процесу змішування реагентів за рахунок флуктуацій їх потоку у клільцевому зазорі викортстаємо швидкість поширення збурень потоку спричинених вихорами Тейлора. Формула

для розрахунку такої швидкості отримана за рахунок врахування саме членів другого порядку ε^2 у дослідженнях (*Stuart, 1958*, *Stuart, 1986*), яка для розглядуваного випадку ДЗОР матиме вигляд

$$u'_{\Theta} = \left(\frac{\rho \cdot a \cdot D_p^3 \cdot \omega_p^2 \cdot h_0}{4 \cdot \eta_{еф.}} \right) \cdot S(\zeta), \tag{32}$$

де a - амплітуда коливань швидкості u'_{Θ}; $S(\zeta)$ - функція, що залежить від безрозмірної координати ζ точок завихреності збурення вздовж осі r у циліндричній системі координат.

Функцію $S(\zeta)$ Stuart J.T. (*Stuart, 1958*, *Stuart, 1986*) пропонує встановлювати за формулою

$$S(\zeta) = -\frac{1}{8\pi^2} + \frac{1}{\pi^4} + \frac{\zeta}{2\pi^2} + \frac{cos(\pi \cdot \zeta)}{4\pi^3} + \frac{A}{2\pi^3} \cdot \left(1 + 0{,}2 \cdot cos(2\pi \cdot \zeta)\right) - \\ - \frac{1}{\pi^4} \left(1 + \frac{2\pi}{5}\right) \cdot \frac{cosh(\pi \cdot \zeta)}{cosh(\pi / 2)} \tag{33}$$

де A - емпіричний коефіцієнт, який згідно (*Stuart, 1958*) складає $A = 0{,}02686$.

Зв'язок між координато r та безрозмірною координатою ζ має такий ивгляд

$$r = r_0 + \zeta \cdot h. \tag{34}$$

Оскільки для розглядуваного випадку кільцевого зазору ДЗОР маємо

$$r_0 = \frac{D_p + h}{2}. \tag{35}$$

То з урахування безрозмірного зазору h_0 отримаємо

$$r = D_p \cdot h_0 \left(\frac{1 + h_0}{2h_0} + \zeta \right). \tag{36}$$

У такому випадку значення безрозмірної координати знаходиться у межах від $-\frac{1}{2}$ до $+\frac{1}{2}$, і за $\zeta = -\frac{1}{2}$ $r = \frac{D_p}{2}$, а за $\zeta = \frac{1}{2}$ $r = \frac{D_c}{2}$.

З метою розрахунку амплітуди коливань швидкості u'_{Θ} у (*Stuart, 1958*, *Stuart, 1986*) для випадку коли хвильове число рівне π наведена така формула

$$a = \frac{2{,}329}{Re_к} \sqrt{1 - \frac{T_{кр.}^2}{T^2}}, \tag{37}$$

де $Re_к$ - число Рейнольдля для колового руху рідини, яке для розглядуваного випадку кільцевого зазору ДЗОР визначатиметься залежністю

$$Re_к = \frac{\omega_p \cdot D_p^2 \cdot h_0 \cdot \rho}{2 \cdot \eta_{еф.}}. \tag{38}$$

Після підстановки (37) з урахуванням (38) та (29) у (32) маємо

$$u'_{\Theta} = 2{,}329 \cdot S(\zeta) \cdot \sqrt{\left(D_p^2 \cdot \omega_p^2 - \frac{2 \cdot \eta^2_{еф.} \cdot T_{кр.}^2}{\rho^2 \cdot D_p^2 \cdot \left(h_0^3 + h_0^4\right)} \right)}. \tag{39}$$

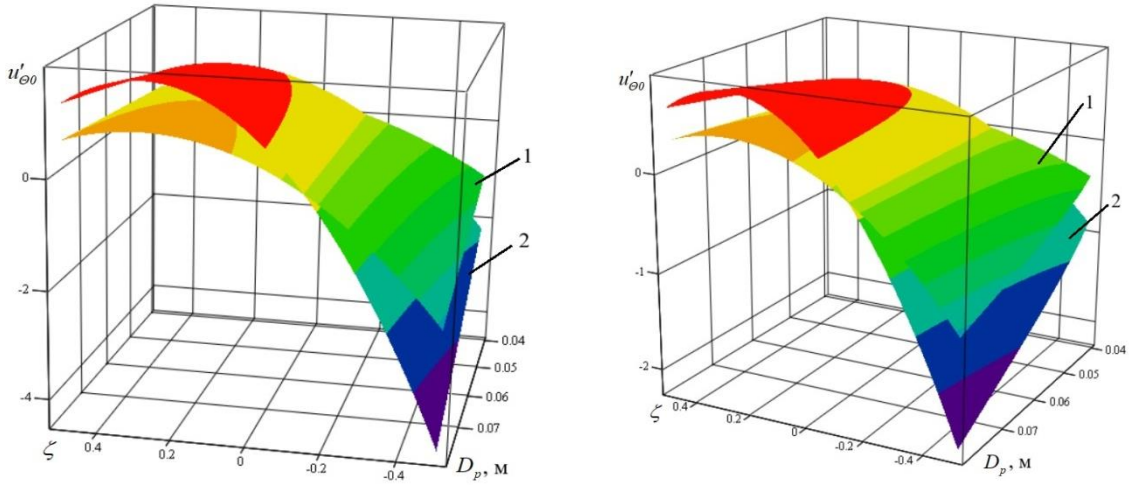
Аналогічно, як і для числа Тейлора на ділянки ОА кільцевого зазору ДЗОР у вираз (39) замість $\eta_{еф.}$ слід підставляти коефіцієнт динамічної в'язкості води η, а для ділянки АС – вираз (7). Тому для ділянки АС отримаємо таку залежність

$$u'_{\Theta} == 1{,}165 \cdot S(\zeta) \cdot D_p^2 \cdot \omega_p^2 \sqrt{\left(1 - \frac{K^2 \cdot T_{кр.}^2 \cdot 2^{2-n}}{\rho^2 \cdot D_p^{6-2n} \cdot \omega_p^{4-2n} \cdot \left(h_0^3 + h_0^4\right)} \right)}. \tag{40}$$

Для кількісної оцінки швидкості швидкості поширення збурень u'_{Θ} будемо використувати її безрозмірну величину отриману шляхом ділення на колову швидкість ротора

$$u'_{\Theta 0} = \frac{2 \cdot u'_{\Theta 0}}{D_p \cdot \omega_p} = 2{,}329 \cdot S(\zeta) \cdot D_p \cdot \omega_p \sqrt{\left(1 - \frac{K^2 \cdot T_{кр.}^2 \cdot 2^{2-n}}{\rho^2 \cdot D_p^{6-2n} \cdot \omega_p^{4-2n} \cdot \left(h_0^3 + h_0^4\right)}\right)}. \quad (41)$$

На основі формул (39) – (41) побудовані графічні залежності (**рис. 6**), які відображають зміну безрозмірної швидкості поширення збурень у кільцевому зазорі для параметрів ДЗОР, які відповідають діапазону виникнення виникнення вихорів Тейлора визначених за **рис. 5**.



а б

Рис. 6 – Залежність безрозмірної швидкості поширення збурень $u'_{\Theta 0}$ для ділянки ОА (а) та АС кільцевого каналу ДЗОР від діаметра ротора D_p та безрозмірної координати ζ : 1 – $\omega_p = 150$ рад/с, $h_0 = 0{,}1$; 2 – $\omega_p = 300$ рад/с $h_0 = 0{,}05$

Із отриманих графіків видно, що визначальний влив на швидкість поширення збурень $u'_{\Theta 0}$ має кутова швидкість обертання ротора ω_p та в'язкість рідини у якій відбувається їх поширення. Так для ділянки ОА кільцевого зазору ДЗОР, де відбувається рух 1-2 % розчину лугу (в'язкість рівна в'язкості води) даний параметр у двічі більший ніж для ділянки АС із сапропелем (псевдопластичною рідиною). Вплив кутової швидкості обертання ротора ω_p особливо значущим є за значення $\zeta = -0{,}4...0{,}5$ тобто у зоні примикання потоку до ротора. Такі значення вказують на доцільність подачі реагента 1 у зону змішування саме через отвори ротора, що забезпечить інтенсифікацію швидкості поширення збурень для в'язкопластичної рідини.

У той же час зростання діаметру ротора D_p та кутової швидкості обертання ротора ω_p спричинюватимуть зростання потужності необхідної для приводу ДЗОР, а збільшення безрозмірного h_0 забезпечуватиме зменшення градієта швидкості відносного зсуву шарів реагентів, що зменшуватиме інтенсивнсть їх перемішування.

ВИСНОВКИ

З метою активацію гумінових речовин органічного сапропелю найбільшого поширення набула технологія виготовлення ГОМД, в основі якої лежить властивість гумінових кислот (ГК) взаємодіяти із слабкими розчинами лугів, мінеральних кислот та їх солей з утворенням солей гумінових кислот – так званих, гуматів. Використання свіжо добутого сапропелю природної вологості, який не зазнав окислення киснем повітря забезпечу максимальне виділення ГК.

Основною технологічною складовою під час виділення (екстрагування) ГК є проведення якісної реакції, тобто досягнення умов за яких прореагує максимальна кількість органічної речовини з екстрагентом. Для цього розроблена конструкція ДЗОР, який не вимагає попереднього змішування реагентів та забезпечує мікроперемішування сапропелю природної вологості ($W = 94 - 96$ %) із розчином лугу у кільцевому каналі між ротором та статором. Мікорперемішування реагентів відбувається під впливом комплексу складних гідродинамічних процесів, які спричинені дією відцентрової сили, зсувом шарів в осьовому та меридіальному напрямках через градієнт швидкості та наявністю двох шарів рідин із різним фізико-реологічним властивостями.

Дослідження впливу параметрів ДЗОР та властивостей реагентів на режими їх руху у кільцевому каналі показують, що для зони змішування виникнення турбулентного режиму руху є неможливим. На ділянці кільцевого каналу подачі реагента 2 можливий його турбулентний режим його руху за значень часу змішування $t_{зм}$, що не перевищує 0,5...0,7 с за діаметра ротора $D_p > 0,07$ м та зазору $h_0 = 0,12...0,15$. Тому інтенсифікація процесу перемішування реагентів можлива завдяки наданню ротору обертового руху, що забезпечує втрату стійкості потоку у радіальному напрямку виникнення вихорів Тейлора.

У зоні змішування тобто кільцевого каналу виникатимуть вихори Тейлора коли діаметр ротора буде більшим за 0,04 м, а його частота обертання більшою від 200...250 рад/с. При цьому безрозмірна величина зазору між ротором та статором не повинна бути меншою за 0,05. У зоні подачі реагента 2 кільцевого каналу за таких параметрів також будуть формуватись флуктуації параметрів потоку спричинені вихорами Тейлора.

Дослідження швидкості поширення збурень $u'_{\Theta 0}$ спричинених вихорами Тейлора виявило, що визначальний влив на неї має кутова швидкість обертання ротора ω_p та в'язкість рідини, яка знаходиться у каналі. Так для ділянки подачі реагенту 2 кільцевого каналу ДЗОР, де відбувається рух 1-2 % розчину лугу даний параметр у двічі більший ніж для ділянки змішування із сапропелем (псевдопластичною рідиною). Вплив кутової швидкості обертання ротора ω_p особливо значущим є за значення $\zeta = -0,4...0,5$ тобто у зоні примикання потоку до ротора. Такі значення вказують на доцільність подачі реагента 1 у зону змішування саме через отвори ротора, що забезпечить інтенсифікацію швидкості поширення збурень для в'язкопластичної рідини. У той же час зростання діаметру ротора D_p та кутової швидкості обертання ротора ω_p спричинюватимуть зростання потужності необхідної для приводу ДЗОР, а збільшення безрозмірного h_0 забезпечуватиме зменшення градієта швидкості відносного зсуву шарів реагентів, що зменшуватиме інтенсивнсть їх перемішування.

СПИСОК ПОСИЛАНЬ

Шевчук, М.Й. (1996) *Сапропелі України: запаси якість та перспективи використання (Sapropel of Ukraine: reserves, quality and prospects for use)*. Луцьк, Надстир'я, 383 с.

Tsiz, I., Khomych, S., Didukh V. & Yukhymchuk, S. (2023) Study of dehydration of organic sapropel by compression method. *22nd International Scientific Conference Engineering for Rural Developmen*t. Jelgava, 173-178. https://doi.org/10.22616/ERDev.2023.22.TF033/.

Zarina L., Cerina S., Proskina L. (2023) Effect of sapropel fertilizer on the quality of the yield of some field crops. *Agronomy Research*, 21(3), 1328-1337.

Grantina-Ievina L., Karlsons A., Andersone-Ozola U., Ievinsh,G. (2014) Effect of freshwater sapropel on plants in respect to its growth-affecting activity and cultivable microorganism content. *Zemdirbyste-Agriculture*, 101(4), 355–366. https://doi.org/10.13080/Z-A.2014.101.045.

Edesi L., Kangor T., Loide V., Vettik R., Tamm I., Kennedy H.J., Haljak M., Tamm U., Vosa T., Tamm K., Talve T., Karron E. (2020) Effects of lake sediment on soil chemical composition, dehydrogenase activity and grain yield and quality in organic oats and spring barley succession. *Agronomy Research*, 18(3), 2022-2032. https://doi.org/10.15159/AR.20.197.

Stankevica K., Burlakovs J., Klavins M. (2013) Organic rich freshwater sediments (sapropel) as potential soil amendment for recultivation of areas contaminated with heavy metals. *GeoConference on Water Re-sources, Forest, Marine and Ocean Ecosystems*, 595-601.

Stankevica K., Vincevica-Gaile Z., Klavins M. (2014) Influence of sapropel (gyttja) on trifolium pratense seeds germination in presence of copper. *GeoConference Proceedings on Soils, Forest Ecosystems, Marine and Ocean Ecosystems*, 2, 175-182.

Цизь І., Величко В. (2007) Дослідження впливу способу обробки на виділення гумінових кислот із сапропелю (Study of the influence of processing method on the extraction of humic acids from sapropel). *Visnyk of Lviv Agrarian University: Agronomy*, №4 11, 469-474.

Бортнік Т.П., Бортнік А.М., Сергушко О.Г. (2006) Вивчення доз внесення сапропелевого стимулятора росту за вирощування картоплі (Study of doses of sapropel growth stimulant application during potato cultivation). *Visnyk of the Dnipro State Agrarian and Economic University*, № 4(42), 12-15.

Schirmer C., Maschke R.W., Pörtner R., Eibl D. (2021) An overview of drive systems and sealing types in stirred bioreactors used in biotechnological processes. *Applied Microbiology and Biotechnology*, 105(6), 2225–2242. https://doi.org/10.1007/s00253-021-11180-7.

Ghanem A., Lemenand T., Della Valle D., Peerhossaini H. (2014) Static mixers: Mechanisms, applications, and characterization methods – A review. *Chemical engineering research and design*, vol. 92, Issue 2, 205–228.

Riera F.A., Alvarez R., Coca J. (1991) Humic fertilizers by oxidative ammoniation of hydrolyzed corncob residues. *Ind. Eng. Chem. Res.*, vol. 30, no.4, 636-639.

Polyakovs A., Mironovs V., Korjakins A., Shishkin A., Baronins J. (2013) *Preparation of coal-water slurry using a high-speed mixer-disperser. 4th International Conference Civil Engineering*. Proceedings Part II Environment and Environmental Effects, 77-81.

Thakur R.K., Vial C., Nigam K.D.P., Nauman E.B., Djelveh G. (2003) Static mixers in the process industries – a review. *Transf. IChemE*, vol 81, part A, 787–826

Цизь, І.Є. Величко В.Л. (2008) *Патент України 30412 (Patent of Ukraine 30412)*. Київ: Державний департамент інтелектуальної власності.

Prandtl L. *Fundamentals Of Hydro And Aeromechanics*. (1934) Mcgraw Hill Book Company inc, 297 p.

Мандрус В.І., Лещій Н.П., Звягін В.М. *Машинобудівна гідравліка. Задачі та приклади розрахунку*. – Львів: Світ, 1995. – 264 с.

Хомич С.М., Цизь І.Є., Коробка М.І. (2013) Дослідження коефіцієнта динамічної в'язкості органічного сапропелю / *Сільськогосподарські машини: Зб. наук. статей*. – Вип. 24. Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 404-412.

Nouri J.M., Whitelaw J.H. (1994). Flow of newtonian and nonnewtonian fluids in a concentric annuius with rotation of the inner cylinder. *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 116, 821-827.

Macosko C.W. (1994) *Rheology: principles, measurements, and applications*, Wiley-VCH, Inc., New York, 514 p.

Stuart J.T. (1986) Taylor-vortex flow: a dynamical. *Siam Review*. Vol. 28, Iss: 3, pp 315-342.

Taylor G.I. (1923), Stability of a viscous liquid contained between two rotating cylinders, *Phil. Trans. Roy. Soc. London*, Ser. A, 223, 289-343.

Wroński S., Jastrzębski M. (1990) Mass transfer in the spiral flow of a pseudoplastic liquid. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 33, no. I, l-7.

Di Prima, R.C., Swinney, H.L. (1981). Instabilities and transition in flow between concentric rotating cylinders. In: Swinney, H.L., Gollub, J.P. (eds) *Hydrodynamic Instabilities and the Transition to Turbulence. Topics in Applied Physics*, vol 45. Springer, Berlin, Heidelberg, 139-180.

Stuart J.T. (1958) On the non-linear mechanics of hydrodynamic stability. *Journal of Fluid Mechanics*.; 4(1). Pp. 1-21.

Peng J., Zhu K.-Q. (2004) Linear stability of Bingham fluids in spiral Couette flow. *J. Fluid Mech.*, vol. 512, 21–45

e-ISSN 2708-9754; ISSN 2307-1699
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, 2026, Вип. 52
AGRICULTURAL MACHINES, 2026, Vol. 52

CLUSTER MODEL FOR POTATO PRODUCT MANUFACTURING: RAW MATERIALS, TECHNOLOGICAL PROCESSES, AND EQUIPMENT

I. Dudarev*

Lutsk National Technical University, Lutsk, Ukraine

AGRICULTURAL MACHINES
АСМ
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Key words:
potatoes,
potato production,
potato processing,
potato product technology,
potato storage

Article history:
Received 19.09.2026
Reviewed 01.10.2026
Approved 30.10.2026

****Corresponding author:***
i_dudarev@ukr.net

ABSTRACT

Potatoes are an important food crop with high nutritional value and are cultivated in most countries worldwide. Potatoes are also a valuable raw material for the industrial production of a wide range of food products and semi-finished products, including potato chips, dehydrated mashed potatoes, alcohol, starch, breakfast cereals, snacks, and frozen potato products. The efficient of potato processing largely depends on the suitability of raw materials for the technological requirements of processing facilities, the rational selection of processing methods, the availability of modern equipment, and effective coordination between agricultural producers and manufactures of finished products. This study identifies the main directions of industrial potato processing and classifies the corresponding technological operations. It also determines the equipment required for different processing applications and establishes the key quality and technological requirements for potato raw materials. These findings provide a basis for developing an integrated production system aimed at the efficient use of raw materials, technical capabilities, scientific expertise, and human resources. The study substantiates the feasibility of adopting a cluster-based approach to the production of various potato products. This approach involves coordinating the activities of agricultural producers, processing enterprises, research institutions, educational and advisory centres, suppliers of agricultural machinery and processing equipment, and other stakeholders within the production infrastructure. Such a model facilitates the alignment of potato production volumes and quality with the requirements of processing enterprises, promotes the adoption of modern technologies and the dissemination of innovations, and enhances resource-use efficiency. The establishment of raw material hubs is also proposed. These hubs would receive, accumulate, store, and consolidate potato batches supplied by different farms in accordance with the quality and processing requirements of food manufacturers. Furthermore, a method is proposed for determining the optimal locations of raw material hubs and processing enterprises based on potato production volumes and the geographical distribution of agricultural producers.

DOI: 10.36910/acm.vi52.2339

To cite this article:
Dudarev, I. (2026). Cluster model for potato product manufacturing: Raw materials, technological processes, and equipment. *Agricultural Machines*, *52*, 131–140. https://doi.org/10.36910/acm.vi52.2339

e-ISSN 2708-9754; ISSN 2307-1699
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, 2026, Вип. 52
AGRICULTURAL MACHINES, 2026, Vol. 52

УДК 664.83:633.491

КЛАСТЕРНА МОДЕЛЬ ВИРОБНИЦТВА КАРТОПЛЕПРОДУКТІВ: СИРОВИНА, ТЕХНОЛОГІЧНІ ПРОЦЕСИ ТА ОБЛАДНАННЯ

І.М. Дударєв*
Луцький національний технічний університет, Луцьк, Україна

AGRICULTURAL MACHINES
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Ключові слова:
картопля,
виробництво картоплі,
перероблення картоплі,
технологія картоплепродуктів,
зберігання картоплі

Історія публікації:
Отримано 19.09.2026
Прорецензовано 01.10.2026
Затверджено до друку 30.10.2026

****Автор для листування:***
i_dudarev@ukr.net

АНОТАЦІЯ

Картопля – це важлива продовольча культура, що має високу поживну цінність. Картоплю вирощують у переважній більшості країн світу. Картопля є цінною сировиною для промислового виробництва широкого асортименту харчових продуктів та напівфабрикатів, зокрема чипсів, сухого картопляного пюре, спирту, крохмалю, сухих сніданків, снеків, заморожених напівфабрикатів тощо. Ефективність виробництва картоплепродуктів переважно залежить від відповідності сировини технологічним вимогам переробних підприємств, раціонального вибору технологічних процесів, забезпеченості сучасним обладнанням та узгодженої взаємодії агровиробників з виробниками кінцевого продукту. Визначені основні напрями промислового перероблення картоплі, що дозволило згрупувати технологічні операції для перероблення картоплі, визначити необхідне технологічне обладнання та основні вимоги до якості і технологічних характеристик сировини. Як результат, визначено передумови формування інтегрованої системи виробництва, орієнтованої на ефективне використання сировинних, технічних, наукових і кадрових ресурсів. Обґрунтовано доцільність застосування кластерного підходу до організації виробництва різних продуктів з картоплі, що передбачає координування діяльності агровиробників, переробних підприємств, наукових установ, навчально-консультаційних центрів, постачальників техніки, технологічного обладнання та інших учасників виробничої інфраструктури. Така модель створює передумови для узгодження обсягів і якості вирощування картоплі з потребами переробних підприємств, упровадження сучасних технологій, поширення інновацій та підвищення ефективності використання ресурсів. Також запропоновано організувати сировинні хаби, призначені для приймання, накопичення, зберігання та формування партій картоплі, що надходять з різних господарств, відповідно до вимог виробників харчових продуктів. Запропоновано метод визначення раціонального розташування таких хабів та переробних підприємств на основі обсягів виробництва картоплі агропідприємствами і їх розташування.

DOI: 10.36910/acm.vi52.2339

Цитувати цю статтю:
Дударєв, І. М. (2026). Кластерна модель виробництва картоплепродуктів: сировина, технологічні процеси та обладнання. *Сільськогосподарські машини*, *52*, 131–140. https://doi.org/10.36910/acm.vi52.2339

СТАН ПИТАННЯ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Картопля (*Solanum tuberosum* L.) є однією з найважливіших продовольчих культур у світі завдяки своїй широкій адаптивності та високій харчовій цінності (*Hu et. al., 2025*). Завдяки високій врожайності картоплю вирощують у понад 125 країнах, причому у багатьох країнах картоплю вважають основною культурою для досягнення продовольчої безпеки (*Wang & Su, 2024*). За статистичними даними 2023 року, найбільшими країнами-виробниками картоплі були Китай (4571 тис га, 93,49 млн т), Індія (2332 тис га, 60,14 млн т), США (388 тис га, 19,99 млн т), Німеччина (264 тис га, 11,60 млн т) та Франція (204 тис га, 8,60 млн т) (*Hu et. al., 2025*). Очікуваний обсяг виробництва картоплі в Китаї, Індії та США у 2027 році становитиме, відповідно, 100,41, 61,88 та 18,22 млн т (*Mishra et al., 2024*).

Картоплю переважно використовують у домашній кулінарії або у закладах громадського харчування. Близько 50% світового виробництва картоплі переробляють на чипси, картоплю фрі, крохмаль, пюре тощо (**рис. 1**), причому перероблення картоплі спричиняє утворення значної кількості відходів (шкірки) – 15–40% від початкової маси (*Vescovo et al., 2025*). Більшість цих відходів утилізують на звалищах або використовують як корм для тварин з низькою доданою вартістю у виробничому ланцюжку. Однак, розроблені технології використання відходів перероблення картоплі як біомаси для виробництва енергії та біогазу (*Sampaio et al., 2020*).

Картопля забезпечує організм людини основними поживними речовинами, зокрема, вуглеводами, харчовими волокнами (у шкірці), вітамінами (B_3, B_6 та C) і мінеральними речовинами (калій, магній, залізо), а кольорова картопля – ще й *β*-каротином та поліфенолами (*Zaheer & Akhtar, 2016*). Картопляні білки є високоякісними та не містять алергенів, що забезпечує їхні харчові та функціональні переваги (*Bhutto et al., 2024*). У багатьох розвинених країнах щоденне споживання картоплі дорослою людиною варіює в межах 102– 181 г (*Xu et al., 2023*).



Рис. 1 – Основні напрями промислового перероблення картоплі
Джерело: розроблено автором.

У виробництві картоплі однією із найважливіших технологічних операцій є садіння, що впливає на ефективність виробництва та урожайність. Для механізованого садіння картоплі, догляду за рослинами та збирання уражаю розроблено комплекс високопродуктивних машин різного типу (*Zhou et al., 2022*). Основними причинами низької врожайності картоплі є дефіцит якісної насіннєвої картоплі, низький рівень впровадження високопродуктивних сортів, недотримання необхідних агротехнологічних заходів, застарілі технічні засоби, хвороби та шкідники, висока вартість виробничих ресурсів, неналежне післязбиральне оброблення та зберігання, нестабільні кліматичні умови (*Muthoni & Shimelis, 2023*). На врожайність картоплі особливо впливає зміна кліматичних умов, зокрема зміна температури, кількості опадів, а також посухи та заморозки. Водночас,

виробництво картоплі має менший вуглецевий слід, а її вирощування вимагає менше води порівняно з іншими культурами (*Adekanmbi et al., 2024*). Висока температура у більшості випадків затримує утворення бульб, причому утворення бульб зрідка проходить за температури понад 30ºС. Переважно, картоплю вирощують у країнах з температурою 15–18ºС та достатньою кількістю опадів або зрошення протягом вегетаційного періоду (*Waheed et al., 2023*). Важливо також, щоб сорти картоплі були адаптовані до нових умов вирощування (*Myronova et al., 2023*). Ефективність виробництва картоплі залежить не лише від дотримання агротехнологічних вимог та застосування сучасних технічних засобів, а й від організування подальших етапів її зберігання, транспортування та перероблення.

Картопля без належних умов зберігання швидко втрачає якість та масу (*Zhang et al., 2024*), тому важливого значення набуває формування регіональних кластерів з перероблення картоплі поблизу основних зон її вирощування. Такий підхід дозволить зменшити відстані транспортування сировини, логістичні витрати та втрати продукції, а також забезпечити ефективніше використання виробничих ресурсів. Інтегрування сільськогосподарських виробників, підприємств зі зберігання картоплі, переробних потужностей і постачальників необхідної техніки й додаткової сировини в межах єдиної кластерної системи створить передумови для підвищення доданої вартості картоплепродуктів та розвитку регіональної економіки.

Мета дослідження – обґрунтування кластерної моделі виробництва картоплепродуктів на основі комплексного аналізу сировини, технологічних процесів та обладнання, необхідних для їх реалізування.

МАТЕРІАЛИ І МЕТОДИ

Методологічною основою дослідження був аналіз наукової літератури, опублікованої у виданнях, що індексовані міжнародними наукометричними базами Scopus, Web of Science та Google Scholar, з використанням ключових слів: potato, potato cultivation, potato nutritional value, potato storage, potato processing, potato processing equipment, potato cluster. Технологічний аналіз використано для визначення послідовності операцій перероблення картоплі та необхідного обладнання, а графічне моделювання – для розроблення структурної схеми кластерної моделі виробництва продуктів з картоплі.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ОБГОВОРЕННЯ

Для отримання якісної та безпечної сировини, придатної для перероблення на картоплепродукти, агровиробники мають тісно співпрацювати з переробними підприємствами, оскільки саме виробники картоплепродуктів визначають вимоги до якості та безпечності сировини. На формування врожаю якісної та безпечної картоплі, призначеної для промислового перероблення, впливають такі основні чинники: сорт картоплі, природно-кліматичні умови вирощування картоплі, технологія та технічне забезпечення вирощування картоплі, технологія та технічне забезпечення збирання урожаю, транспортування урожаю, умови та тривалість зберігання урожаю. За основними показниками якості та безпечності картопля має відповідати вимогам державних стандартів ДСТУ 9221:2023 «Картопля продовольча. Технічні умови» та ДСТУ 4993:2008 «Картопля для промислового переробляння. Технічні умови». Водночас виробники харчових продуктів можуть висувати додаткові вимоги до сировини залежно від виду продукції та особливостей технологічного процесу її виробництва. Наприклад, до бульб картоплі, призначеної для виробництва чипсів, можуть висуватися такі додаткові вимоги: вміст сухих речовин – 20,6–24,5%; вміст крохмалю – 16–18%; вміст редукуючих цукрів – не більше ніж 0,2–0,4%; форма бульб – округла або округло-овальна; кількість вічок – мінімальна; глибина залягання вічок – незначна; забарвлення м’якоті бульб – біле чи ясно-жовте; шкірка – тонка та гладка, але досить щільна для захисту бульб від несприятливих зовнішніх впливів; високі смакові якості, що забезпечують належні органолептичні властивості готової продукції; недопустимі бульби підморожені та уражені сільськогосподарськими шкідниками й хворобами; стабільні показники якості сировини незалежно від сезону перероблення (*Дударєв та Кузьмін, 2023*). Дотримання зазначених вимог сприяє зменшенню втрат сировини, забезпеченню стабільності технологічного процесу та отриманню продукції високої якості.

Перероблення картоплі дозволяє отримати продукцію з різними функціональними характеристиками, термінами зберігання та напрямами використання – від готових до споживання снеків до крохмалю. Таке диверсифікування виробництва сприяє раціональному використанню сировинних ресурсів, зменшенню втрат під час перероблення та підвищенню економічної ефективності діяльності підприємств. Кожна група продуктів має спеціальні вимоги до органолептичних і фізико-хімічних показників, а також до показників безпечності, пакування та умов зберігання.

Вимоги до готової продукції визначені у державних стандартах, зокрема: ДСТУ 4608:2006 «Чипси і снеки картопляні. Загальні технічні умови», ДСТУ 4286:2004 «Крохмаль картопляний. Технічні умови», ДСТУ 4498:2005 «Патока крохмальна. Технічні умови»; ДСТУ 8643:2016 «Картопля сушена. Технічні умови», ДСТУ 2903:2005 «Концентрати харчові. Сніданки сухі. Загальні технічні умови», ДСТУ 4901:2007 «Напівфабрикати овочеві пюреподібні швидкозаморожені. Технічні умови».

У домашній кулінарії та закладах громадського харчування для приготування страв зі свіжозібраних бульб обов'язково проводять їх миття. Після цього бульби переважно очищають та нарізають, а згодом варять, іноді розминають, смажать або запікають і споживають у такому стані (*Haverkort et al., 2023*). Кип'ятіння, випікання, мікрохвильове оброблення та смаження спричиняють розщеплення крохмалю, що у бульбах перебуває в *β*-кристалічній формі, стійкій до розщеплення амілазою (*Saini et al., 2023*). Гідротермічне оброблення спричиняє порушення кристалічності, що робить картоплю легше засвоюваною. Однак смаження, сушіння та випікання картоплі спричиняє втрати різних фітонутрієнтів та порушує структуру цілісність продукту. Подібні технологічні операції, лише у більших масштабах, проводять на харчових підприємствах для отримання готового продукту чи напівфабрикату.

Технологічні процеси перероблення бульб картоплі під час виробництва різних продуктів можна згрупувати за їхнім призначенням: процеси підготовлення сировини, процеси механічного оброблення сировини, процеси термічного оброблення сировини, процеси розділення компонентів, процеси формування готового продукту, процеси стабілізування готового продукту, процеси фасування і пакування готового продукту. Підготовчі процеси охоплюють зберігання, сортування, інспектування, попереднє замочування, миття й очищення бульб картоплі. Очищення бульб може проходити у різний спосіб: парою, щіткою, абразивними матеріалами, різанням, агресивними методами (із використанням лугу, розсолу, полум'я) (*Haverkort et al., 2023*). Механічне оброблення полягає у нарізанні, подрібненні та протиранні бульб картоплі або напівфабрикатів з них. Термічне оброблення містить операції бланшування, варіння, обсмажування, сушіння, пастеризування та стерилізування. Способи сушіння, що застосовують для картоплі та напівфабрикатів із неї: конвекційне сушіння, сублімаційне сушіння, вакуумне сушіння, мікрохвильове сушіння, кондуктивне сушіння, розпилювальне сушіння. Для отримання картопляного крохмалю застосовують процеси подрібнення бульб, промивання, концентрування та зневоднення. У виробництві крохмальної патоки проводять гідроліз крохмалю та концентрування сиропу. Завершальні операції технологічного процесу охоплюють охолодження, заморожування, фасування, пакування та маркування готової продукції.

Вибір технологічного обладнання для перероблення картоплі залежить від виду готової продукції, властивостей сировини, послідовності технологічних операцій та заданих якісних показників продукту. Для виробництва картоплепродуктів застосовують обладнання для зберігання, підготовлення сировини, механічного оброблення, теплового оброблення, охолодження, заморожування, фасування та пакування. Склад і компонування технологічних ліній залежить від специфіки виробництва.

Для зберігання картоплі використовують спеціалізовані сховища, оснащені системами вентилювання, контролювання температури та вологості повітря. Таке обладнання забезпечує відведення тепла, видалення надлишкової вологи та підтримання умов, необхідних для збереження технологічних властивостей бульб. Особливо важливим контроль умов зберігання є для картоплі, призначеної для виробництва чипсів і картоплі фрі, оскільки зміни вмісту редукуючих цукрів можуть впливати на забарвлення готової продукції під час обсмажування. Оптимальна температура для зберігання картоплі залежить від подальшого її використання: для споживання у свіжому вигляді – 2–

4ºС, для виробництва чипсів – 4–5ºС, для виробництва картоплі фрі – 7–10ºС, для виробництва гранульованого картопляного пюре – 5–7ºС (*Zhang et al., 2024*). Причому за температури 5ºС картопля зберігає свої властивості до 6 місяців, за температури 10ºС – до 3–4 місяців, а за температури 15–20ºС – лише 2–3 місяця (*Zhang et al., 2024*).

На початковому етапі перероблення застосовують обладнання для приймання, калібрування, сортування, інспектування, миття та очищення бульб. Калібрувальні машини забезпечують розподіл сировини за розміром, а інспекційні конвеєри дозволяють відокремлювати пошкоджені, уражені хворобами та непридатні для перероблення бульби. Мийні машини використовують для відокремлення ґрунту та сторонніх домішок, а картоплечистки – для механічного, абразивного або парового очищення. Наступне технологічне обладнання у лінії залежить від продукту, що виробляють. Наприклад, у виробництві чипсів після миття й очищення картоплю подають на різання, тоді як у виробництві крохмалю підготовлені бульби спрямовують на подрібнення для вивільнення крохмальних гранул. Для переміщення сировини, напівфабрикатів і готової продукції між технологічними операціями застосовують стрічкові, роликові, шнекові, скребкові та інші конвеєри, а також насоси й гідротранспортні системи. Застосування транспортного обладнання забезпечує безперервність виробничого процесу, узгодження продуктивності окремих машин і зменшення ручної праці. Механічне оброблення картоплі проводять за допомогою різальних машин, слайсерів, подрібнювачів, терок та млинів.

Важливу групу складає обладнання для теплового оброблення: бланшувачі, варильні котли, парові установки, сушарки та фритюрниці. Бланшувачі використовують для короткочасного оброблення скибочок картоплі гарячою водою чи парою, зокрема для зменшення активності ферментів і підготовлення сировини до подальшого сушіння або обсмажування. Дослідження демонструють, що режим обсмажування впливає на вологість, вміст жиру, колір, текстуру та мікроструктуру картопляних виробів (*Pedreschi, 2012*).

Окреме місце займає обладнання для охолодження та заморожування напівфабрикатів або продуктів. Охолоджувальні конвеєри й камери використовують для зниження температури, наприклад, готових чипсів перед пакуванням, а морозильні апарати та низькотемпературні камери – для виробництва й зберігання швидкозаморожених картопляних напівфабрикатів. Для збереження якості такої продукції необхідно забезпечувати стабільність температурного режиму під час зберігання та транспортування.

Завершальним етапом технологічного процесу є пакування готової продукції. Для цього використовують дозатори, вагові фасувальні машини, пакувальні автомати, обладнання для герметичного запаювання та маркування. Тип паковання вибирають з урахуванням чутливості продукту до вологи, кисню, світла й механічного пошкодження. Наприклад, чипси фасують у паковання з належними бар'єрними властивостями, щоб зберегти хрусткість і запобігти окисненню жиру, сухе картопляне пюре – у стаканчики з полістиролу (PS), поліпропілену (PP), поліетилентерефталату (PET) та мультишарові стаканчики (PS/PE або PP/EVOH/PP), тоді як крохмаль може фасуватися в мішки. Отже, технологічні лінії для перероблення картоплі формують із взаємопов'язаних груп обладнання, склад яких залежить від виду готової продукції та необхідних параметрів технологічного процесу.

Для забезпечення комплексного й ефективного використання сировини, матеріально-технічних, трудових, наукових та інших ресурсів доцільно формувати територіально інтегровані кластери з вирощування, зберігання та перероблення картоплі на різні види харчових продуктів і напівфабрикатів. Формування таких кластерів доцільне передусім у зонах інтенсивного вирощування картоплі, що дозволить сформувати стабільну сировинну базу, оптимізувати логістичні процеси, зменшити сукупні виробничі витрати та забезпечити безперебійне функціонування переробних потужностей.

Відповідно до запропонованої організаційно-функціональної моделі (**рис. 2**), до основних структурних елементів кластера належать агровиробники картоплі, хаби основної сировини, переробні підприємства, постачальники матеріально-технічних ресурсів, навчально-консультаційний центр і науковий центр. Їхня взаємодія ґрунтується на координуванні виробничих, логістичних, технологічних, освітніх та науково-дослідних процесів, спрямованих на підвищення ефективності функціонування всього кластера.

Базовою ланкою кластера є агровиробники, що забезпечують вирощування картоплі та формують сировинну базу для її подальшого промислового перероблення. Залежно від спеціалізації переробних підприємств агровиробники мають орієнтуватися на вирощування сортів картоплі з відповідними технологічними характеристиками, зокрема за вмістом сухих речовин і крохмалю, структурою м'якоті, кулінарними властивостями та придатністю до конкретних способів перероблення. Узгодження сортового складу, обсягів виробництва, строків збирання й показників якості сировини з потребами переробних підприємств є важливою передумовою стабільного виробництва конкурентоспроможної картоплепродукції.

Важливим структурним елементом кластеру є хаби основної сировини, що призначені для приймання, сортування, за потреби калібрування та тривалого зберігання картоплі. У межах території обслуговування кластера доцільно створювати декілька хабів сировини. Їхні потужності мають визначатися з урахуванням площ вирощування картоплі в зоні обслуговування кластера, сезонності надходження сировини, потреб переробних підприємств, тривалості виробничого циклу та нормативних умов зберігання. Сукупний обсяг складських потужностей повинен забезпечувати формування необхідних запасів сировини для безперебійного функціонування переробних підприємств упродовж запланованого періоду. Розташування хабів має забезпечувати їх зручне транспортне сполучення з агровиробниками та переробними підприємствами з мінімальними логістичними витратами. Водночас розташування хабів має враховувати концентрацію агровиробників, стан дорожньої інфраструктури та доступність енергетичних ресурсів. Від ефективності функціонування цієї ланки залежить ритмічність постачання сировини на переробні підприємства відповідно до виробничих графіків.

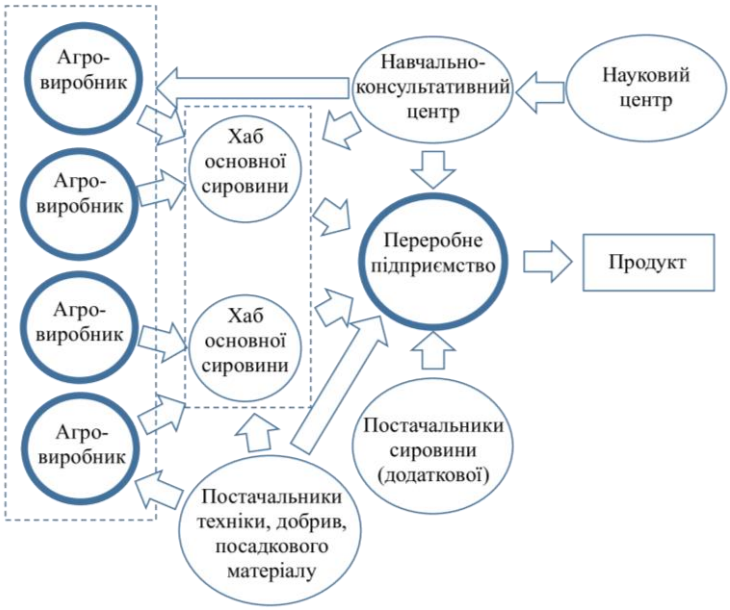


Рис. 2 – Кластерна модель виробництва картоплепродуктів
Джерело: розроблено автором.

Одне з основних місць у кластері належить переробному підприємству, що переробляє картоплю на харчові продукти чи напівфабрикати. Залежно від масштабів діяльності, доступності сировини, асортименту продукції, ринкового попиту та інвестиційних можливостей кластер може містити одне або декілька переробних підприємств. Вони можуть спеціалізуватися на виробництві окремих видів продукції, наприклад, сухого картопляного пюре, картопляного крохмалю, заморожених картоплепродуктів, сушеної картоплі чи напівфабрикатів для закладів громадського харчування, або забезпечувати широкий асортимент продукції. У випадку широкого асортименту продукції буде забезпечено диверсифікування виробництва, розширення ринків збуту та зменшено залежність кластера від коливань попиту на окремі види продукції.

Спеціалізування переробних підприємств визначають з урахуванням характеристик сировини, технологічних можливостей виробництва, потреб цільових сегментів ринку та економічної доцільності використання обладнання. У випадку кількох переробних підприємств, у межах кластеру необхідно забезпечити ефективне координування їхньої виробничої діяльності, зокрема шляхом розподілення обсягів сировини і видів продуктів, що необхідно виробляти. Важливим також є забезпечення в межах кластеру комплексного використання картоплі, зменшення частки відходів і залучення побічних продуктів перероблення до подальшого використання за умови забезпечення належних технологічних і санітарних вимог до виробництва безпечної продукції.

Важливим компонентом кластерної моделі є постачальники матеріально-технічних ресурсів, що забезпечують агровиробників, хаби та переробні підприємства необхідними засобами виробництва. До цієї групи належать постачальники сільськогосподарської техніки, обладнання для зберігання картоплі, переробних ліній, добрив, засобів захисту рослин, посадкового матеріалу, пакувальних матеріалів та інших ресурсів, необхідних для функціонування кластера. Особливе значення має постачання безпечної додаткової сировини й допоміжних матеріалів, що використовують у виробництві конкретних видів картоплепродукції. Взаємодія з цією групою суб'єктів дозволить своєчасно забезпечувати виробничі потреби, упроваджувати сучасні технічні рішення та підвищувати ресурсну ефективність.

Для координування виробничої діяльності, поширення інновацій і підвищення професійної компетентності учасників у структурі кластера передбачено навчально-консультаційний центр. Його основними функціями мають бути надання консультацій агровиробникам і переробним підприємствам, підготовлення рекомендацій щодо впровадження перспективних сортів картоплі, удосконалення технологій її вирощування, збирання, транспортування та зберігання, а також застосування сучасних способів перероблення й контролю якості готової продукції. Центр також може організовувати навчальні заходи, семінари, тренінги та курси підвищення кваліфікації для працівників підприємств кластера.

Особливістю запропонованої моделі є використання навчально-консультаційного центру як сполучної ланки між науковим центром та іншими учасниками кластера. Таке організування роботи забезпечуватиме передавання результатів наукових досліджень безпосередньо виробникам і переробникам картоплі, адаптування науково обґрунтованих рекомендацій до практичних умов господарювання та поширення передового виробничого досвіду. Водночас зворотний зв'язок від агровиробників, хабів і переробних підприємств дозволить визначити актуальні технологічні проблеми та формувати запити на подальші дослідження.

Науковий центр у структурі кластера виконуватиме функцію науково-дослідного й інноваційного забезпечення всього виробничого циклу – від вирощування картоплі до одержання готової продукції. До напрямів його діяльності належатимуть дослідження сортових і технологічних характеристик картоплі, розроблення та вдосконалення технологій вирощування, збирання й зберігання сировини, оптимізування режимів її промислового перероблення, розроблення нових видів картоплепродукції та підвищення їхньої якості. Під час функціонування центру особливу увагу доцільно звернути на зменшення втрат сировини у виробничому процесі, підвищення енергоефективності виробництва, раціонального використання водних і інших ресурсів, а також пошуку можливостей залучення побічних продуктів перероблення до виробничого циклу. За необхідності у науковому центрі можуть бути реалізовані дослідницькі проєкти із залученням виробничих підприємств кластера та інших наукових установ. Науковий центр може функціонувати на базі закладу вищої освіти, науково-дослідної установи або як спеціалізований структурний підрозділ, створений на засадах партнерства між учасниками кластера.

У випадку застосування кластерної моделі важливо правильно з огляду на логістичні витрати розташувати на місцевості хаби сировини відносно агровиробників та переробне підприємство відносно хабів сировини. Для розв'язання цієї задачі доцільно застосовувати метод центру ваги. Розглянемо задачу визначення раціонального розташування хабу сировини на місцевості, де розташовано шість агропідприємств з виробництва картоплі. Координати розташування підприємств на місцевості та річний обсяг виробництва картоплі у них подані в **таблиці** (усі дані вигадані для демонстрування застосування методу). Необхідно знайти такі координати хабу картоплі для цих агровиробників, щоб мінімізувати сумарні транспортні витрати.

Таблиця – Координати розташування агропідприємств та річний обсяг виробництва картоплі

Агровиробник	x_i, км	y_i, км	Річний обсяг виробництва картоплі Q_i, т/рік
А	3	5	3600
Б	12	20	4850
В	8	18	7200
Г	1	7	3850
Д	15	3	5120
Е	14	2	4200

Джерело: розроблено автором.

Координати раціонального розташування хабу сировини визначимо як середньозважені координати виробників за виразами:

$$x^* = \frac{\sum_{i=1}^{n} x_i Q_i}{\sum_{i=1}^{n} Q_i} \text{ та } y^* = \frac{\sum_{i=1}^{n} y_i Q_i}{\sum_{i=1}^{n} Q_i}, \quad (1)$$

де x^* та y^* – обчислені координати розташування хабу сировини, км;

x_i та y_i – координати розташування i-го агропідприємства (виробника картоплі), км;

Q_i – річний обсяг виробництва картоплі i-им агропідприємством, т/рік;

n – кількість агропідприємств, що постачають картоплю у хаб для зберігання.

Після проведених обчислень отримали раціональні координати розташування хабу сировини відносно агропідприємств з урахуванням обсягів виробництва картоплі: x^* = 9,23 км, y^* = 10,25 км. Графічне інтерпретування розв'язку задачі подано на **рис. 3**. Необхідно зауважити, що ці координати були отримані за низки припущень. Для остаточно вибору розташування хабу сировини необхідно врахувати мережу доріг, транспортні витрати, вартість ділянки під будівництво, можливість підведення електромережі тощо.

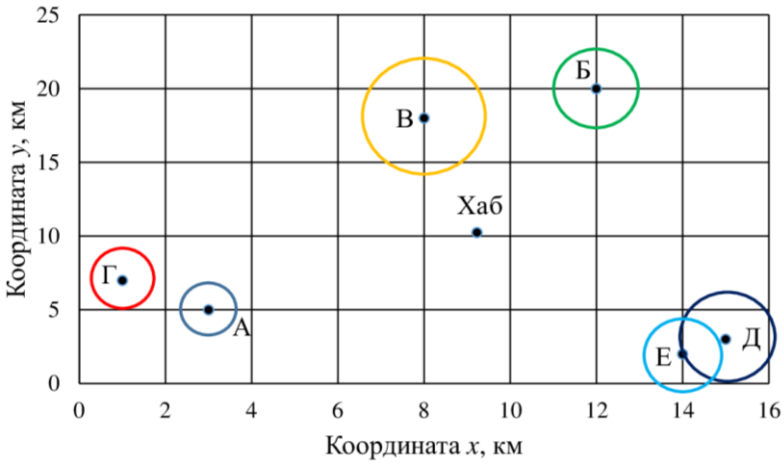


Рис. 3 – Графічна інтерпретування розв'язку задачі із визначення раціонального розташування хабу сировини відносно агропідприємств (діаметр кіл на графіку характеризує річний обсяг виробництва картоплі в господарстві)

Джерело: розроблено автором.

За аналогічною методикою можна визначити раціональні координати розташування переробного підприємства відносно хабів сировини. У цьому випадку в якості параметра Q_i (т/міс) доцільно обрати середньомісячний обсяг картоплі, що постачають з i-го хабу на переробне підприємство.

ВИСНОВКИ

Запропонована організаційно-функціональна структура кластера з вирощування та перероблення картоплі передбачає поєднання виробничої, логістичної, постачальницької, освітньо-консультаційної та науково-дослідної складових. Їхня узгоджена взаємодія створюватиме організаційні передумови для стабільного забезпечення переробних підприємств якісною сировиною, скорочення транспортних

і складських витрат, підвищення ефективності використання виробничих потужностей, розширення асортименту картоплепродукції та прискорення впровадження інновацій. Реалізування такого підходу сприятиме посиленню кооперації між сільськогосподарськими виробниками, переробними підприємствами, постачальникам ресурсів і науково-освітніми установами, а також підвищенню конкурентоспроможності учасників кластера та розвитку територій, на яких він функціонує. Запропоновано також методику визначення координат раціонального розташування хабів сировини відносно агропідприємств та переробного підприємства відносно хабів сировини.

СПИСОК ПОСИЛАНЬ

Дударєв, І. М., & Кузьмін, О. В. *Чипси з рослинної сировини*: монографія. Одеса: Олді+, 2023. 224 с.

Adekanmbi, T., Wang, X., Basheer, S., Liu, S., Yang, A., & Cheng, H. (2024). Climate change impacts on global potato yields: A review. *Environmental Research: Climate*, *3*(1), 012001. https://doi.org/10.1088/2752-5295/ad0e13

Bhutto, R. A., Khanal, S., Wang, M., Iqbal, S., Fan, Y., & Yi, J. (2024). Potato protein as an emerging high-quality: Source, extraction, purification, properties (functional, nutritional, physicochemical, and processing), applications, and challenges using potato protein. *Food Hydrocolloids*, *157*, 110415. https://doi.org/10.1016/j.foodhyd.2024.110415

Haverkort, A.J., Linnemann, A.R., Struik, P.C., & Wiskerke, J. S. C. (2023). On processing potato 2. Survey of products, processes and operations in manufacturing. *Potato Research*, *66*, 339-383. https://doi.org/10.1007/s11540-022-09563-y

Hu, X., Jiang, H., Liu, Z., Gao, M., Liu, G., Tian, S., & Zeng, F. (2025). The global potato-processing industry: A review of production, products, quality and sustainability. *Foods*, *14*(10), 1758. https://doi.org/10.3390/foods14101758

Mishra, P., Alhussan, A. A., Khafaga, D. S., Lal, P., Ray, S., Abotaleb, M., Alakkari, K., Eid, M.M., & El-Kenawy, E. S. M. (2024). Forecasting production of potato for a sustainable future: Global market analysis. *Potato Research*, *67*(4), 1671-1690. https://doi.org/10.1007/s11540-024-09717-0

Muthoni, J., & Shimelis, H. (2023). An overview of potato production in Africa. *Potato Production Worldwide*, 435-456. https://doi.org/10.1016/B978-0-12-822925-5.00020-7

Myronova, H., Tymoshchuk, T., Voloshyna, O., Mazur, O., & Mazur, O. (2023). Formation of seed potato yield depending on the elements of cultivation technology. *Scientific Horizons*, *26*(2), 19-30. https://doi.org/10.48077/scihor.26(2).2023.19-30

Pedreschi, F. (2012). Frying of potatoes: Physical, chemical, and microstructural changes. *Drying Technology*, *30*(7), 707-725. https://doi.org/10.1080/07373937.2012.663845

Saini, R., Kaur, S., Aggarwal, P., Dhiman, A., & Suthar, P. (2023). Conventional and emerging innovative processing technologies for quality processing of potato and potato-based products: A review. *Food Control*, *153*, 109933. https://doi.org/10.1016/j.foodcont.2023.109933

Sampaio, S. L., Petropoulos, S. A., Alexopoulos, A., Heleno, S. A., Santos-Buelga, C., Barros, L., & Ferreira, I. C. (2020). Potato peels as sources of functional compounds for the food industry: A review. *Trends in Food Science & Technology*, *103*, 118-129. https://doi.org/10.1016/j.tifs.2020.07.015

Vescovo, D., Manetti, C., Ruggieri, R., Spizzirri, U. G., Aiello, F., Martuscelli, M., & Restuccia, D. (2025). The valorization of potato peels as a functional ingredient in the food industry: A comprehensive review. *Foods*, *14*(8), 1333. https://doi.org/10.3390/foods14081333

Waheed, A., Li, C., Muhammad, M., Ahmad, M., Khan, K. A., Ghramh, H. A., Wang, Z., & Zhang, D. (2023). Sustainable potato growth under straw mulching practices. *Sustainability*, *15*(13), 10442. https://doi.org/10.3390/su151310442

Wang, R.-F., & Su, W.-H. (2024). The application of deep learning in the whole potato production chain: A comprehensive review. *Agriculture*, *14*(8), 1225. https://doi.org/10.3390/agriculture14081225

Xu, J., Li, Y., Kaur, L., Singh, J., & Zeng, F. (2023). Functional food based on potato. *Foods*, *12*(11), 2145. https://doi.org/10.3390/foods12112145

Zaheer, K., & Akhtar, M. H. (2016). Potato production, usage, and nutrition – A review. *Critical Reviews in Food Science and Nutrition*, *56*(5), 711–721. https://doi.org/10.1080/10408398.2012.724479

Zhang, S., Wang, X., Kinay, P., & Dau, Q. (2024). Climate change impacts on potato storage. *Foods*, *13*(7), 1119. https://doi.org/10.3390/foods13071119

Zhou, B., Li, Y., Zhang, C., Cao, L., Li, C., Xie, S., & Niu, Q. (2022). Potato planter and planting technology: A review of recent developments. *Agriculture*, *12*(10), 1600. https://doi.org/10.3390/agriculture12101600

e-ISSN 2708-9754; ISSN 2307-1699
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, 2026, Вип. 52
AGRICULTURAL MACHINES, 2026, Vol. 52

INVESTIGATION OF OILSEED FLAX STEM FRACTURE TO INFORM THE DESIGN OF WORKING SURFACES FOR A DECORTICATION UNIT

V. Didukh, R. Khlopetskyi*

Lutsk National Technical University, Lutsk, Ukraine

AGRICULTURAL MACHINES
АСМ
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Key words:
oilseed flax,
stems,
retted straw,
decortication,
profiled surfaces,
compression,
fracture.

Article history:
Received 15.09.2026
Reviewed 27.09.2026
Approved 30.10.2026

**Corresponding author:*
vl80k.600@gmail.com

ABSTRACT

The deformation and fracture behaviour of groups of oilseed flax stems under quasi-static loading between profiled working surfaces was investigated. Laboratory tests were conducted using an extensometer fitted with an additional attachment equipped with interchangeable surfaces of triangular, circular and trapezoidal profiles. Each test series used a group of 20 stems, whose diameters were measured in the lower, middle and upper sections. Loading was applied sequentially at the corresponding sections of the same group. Displacement mechanism readings, indicator readings and instances of audible cracking accompanied by drops in the readings were recorded. Yellow stems and grey stems (retted straw) were tested separately using the circular profile. In all groups, the mean diameter decreased from the lower to the upper section. The loading records included intervals of increasing indicator readings, local drops followed by renewed increases, and intervals with little change in the readings. The results are presented in the original units of the readout devices, without conversion to force or actual displacement of the working surfaces. Comparisons between test series are descriptive and account for differences in geometric characteristics and material condition. The recorded relationships characterise the behaviour of the tested groups and provide a basis for refining the programme of further research into the working surfaces of a decortication unit.

DOI: 10.36910/acm.vi52.2340

To cite this article:
Didukh, V., & Khlopetskyi, R. (2026). Investigation of oilseed flax stem fracture to inform the design of working surfaces for a decortication unit *Agricultural Machines*, *52*, 141-150. https://doi.org/10.36910/acm.vi52.2340

УДК 631.3

e-ISSN 2708-9754; ISSN 2307-1699
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, 2026, Вип. 52
AGRICULTURAL MACHINES, 2026, Vol. 52

ДОСЛІДЖЕННЯ РУЙНУВАННЯ СТЕБЕЛ ЛЬОНУ ОЛІЙНОГО ДЛЯ ОБҐРУНТУВАННЯ РОБОЧИХ ПОВЕРХОНЬ ДЕКОРТИКАЦІЙНОГО ВУЗЛА

В.Ф. Дідух, Р.А. Хлопецький*

Луцький національний технічний університет, Луцьк, Україна

AGRICULTURAL MACHINES
АСМ
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Ключові слова:
льон олійний,
стебла,
треста,
декортикація,
профільовані поверхні,
стискання,
руйнування

Історія публікації:
Отримано 15.09.2026
Прорецензовано 27.09.2026
Затверджено до друку 30.10.2026

Автор для листування:*
vl80k.600@gmail.com

АНОТАЦІЯ

Досліджено характер деформування та руйнування груп стебел льону олійного під час квазістатичного навантаження між профільованими робочими поверхнями. Лабораторні випробування виконано на екстензометрі з додатковим пристосуванням, оснащеним змінними поверхнями трикутного, круглого та трапецієподібного профілів. У кожній серії використовували групу з 20 стебел, діаметри яких вимірювали в нижній, середній та верхній ділянках. Навантаження здійснювали послідовно у відповідних ділянках тієї самої групи. Реєстрували відліки механізму переміщення, покази індикатора та випадки чутного хрускоту, що супроводжувалися спадом показів. Для круглого профілю окремо досліджували жовті стебла та сірі стебла – тресту. У всіх групах середній діаметр зменшувався від нижньої до верхньої ділянки. Записи навантаження містили ділянки зростання показів індикатора, локальні спади з подальшим повторним зростанням та ділянки незначної зміни показів. Результати представлено у вихідних одиницях відлікових пристроїв без перерахунку в силу та фактичне переміщення робочих поверхонь. Порівняння серій має описовий характер з урахуванням відмінностей геометричних характеристик і стану матеріалу. Отримані залежності характеризують поведінку випробуваних груп та слугують основою для уточнення програми подальших досліджень робочих поверхонь декортикаційного вузла.

DOI: 10.36910/acm.vi52.2340

Цитувати цю статтю:
Дідух, В. Ф., & Хлопецький, Р. А. (2026). Дослідження руйнування стебел льону олійного для обґрунтування робочих поверхонь декортикаційного вузла. *Сільськогосподарські машини*, *52*, 141-150. https://doi.org/10.36910/acm.vi52.2340

СТАН ПИТАННЯ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Перетворення стебел луб'яних культур у тресту надзвичайно складний процес, що підтверджується широким спектром досліджень і запропонованих на їх основі відповідних технологій *(Шейченко В.О, Хайліс Г.А. , 2014; Ягелюк С.В., Дідух В.Ф., 2021, Головенко Т.М та ін, 2024)*.. У більшості випадків, для прискорення процесу, стебла луб'яних культур руйнують шляхом плющення гладкими вальцями *(Вировець В.Г., 2018 та ін., Юхимчук С.Ф. та ін.,2023)*. Руйнування стебел створює умови проникнення навколишньої вологи для розвитку пектинових речовин, які зв'язують волокнисті пучки з деревиною та покривними тканинами стебла. Стебла льону олійного, вирощені в умовах Західного Полісся мають типову анатомічну будову дводольної трав'янистої рослини. Але, для них є характерним збільшення загальної довжини та діаметрів за рахунок розвитку деревини(ксилеми) при поділі клітин камбію. Стебла стають більш жорсткими а, за недостатньої вологості затягується процес їх перетворення у тресту *(Головенко Т.М та ін, 2025, Dudarev, I., & Say, V., 2020, Фурса О. та ін., 2024)*. Тому, у процесі збирання льону олійного з використанням стеблової частини врожаю, важливо передбачити процеси руйнування стебел. При цьому, одночасне руйнування товстого шару таких стебел, найкраще піддається шляхом декортикації *(Дідух В.Ф. та ін, 2023,)*.

Загалом, принцип декортикації луб'яних культур полягає у механічному руйнуванні деревини стебел з метою отримання сировини у вигляді зеленого волокна безпосередньо із сухих стебел *(Коропченко С.П. та ін, 2024,)*. Відповідно, основними операціями є зминання, стискання та зсув. Для їх виконання використовують рифлені вали. При виділенні волокна при декортикації використовують додаткові операції: тіпання та оббивання а також сепарацію суміші волокна і костриці повітрям. Таким чином, щоб отримати волокнисто-стеблову масу для подальшого її перетворення у тресту в процесі збирання льону олійного, у технічному засобі, достатньо передбачити вузол декортикації з відповідними рифленими валами.

До декортикаторів відносять машини, які забезпечують відділення волокна на різних етапах збирання сільськогосподарських культур ***(Jinke Xu**. 2010)*. Так як будова стебел сільськогосподарських культур різна, то за призначенням такі машини поділяють на три групи для: льону (обробка тонкостеблових культур), коноплі (обробка товстостеблових культур) і екзотичних луб'яних культур (кенаф, джут, рамі). Якщо машина призначена для роботи у полі, то вона як правило пересувна та комплектується з енергетичним засобом. Класифікація декортикаторів за призначенням, вказує на необхідність ретельного підходу до вибору робочих органів, які безпосередньо взаємодіють із стеблами та складають вузол декортикації. Для підготовки стебел льону олійного до перетворення у тресту необхідно обґрунтувати конструкцію та умови роботи декортикаційного вузла з урахуванням його застосування в технології збирання насіння і стеблової частини врожаю. Так, при вирощуванні льону олійного, основні зусилля спрямовуються на максимальне збереження врожаю насіння. Водночас, стеблову частину врожаю, як правило, утилізовують шляхом подрібнення.

Серед значної кількості конструкцій вузлів для декортикації, вальцьові найкраще забезпечують руйнування стебел у поперечному перерізі з утворенням поздовжніх тріщин дерев'янистої складової, що важливо для створення умов перетворення стебел у тресту. Вальцеві вузли декортикації включають пари рифлених або гладких валів *(Головенко Т.М та ін, 2024)*. Відомі дослідження роботи таких вузлів декортикації вказують, що їх ефективна робота залежить від товщини шару, який подається на руйнування. При цьому, у теоретичних дослідженнях при розгляді процесу руйнування стебел луб'яних культур, у більшій мірі, беруть до уваги шар товщиною в одне стебло. Для обґрунтування форми робочих поверхонь декортикаційного вузла необхідно дослідити характер деформування та руйнування групи стебел за їх одночасного навантаження.

Мета дослідження: дослідити характер деформування та руйнування групи стебел льону олійного під час квазістатичного навантаження між профільованими робочими поверхнями та уточнити методику їх експериментального порівняння.

МАТЕРІАЛИ ТА МЕТОДИ

Для прискорення процесу мацерації у стеблах льону-довгунця пропонується їх плющення. Широко відомі дослідження впливу декортикаційних вузлів на виділення волокна з льонотрести і потоншення волокна, не дозволяють зробити висновок щодо впливу процесу руйнування стебел на

інтенсифікацію отримання трести. За польовими спостереженнями, за періодичного випадання опадів та піднімання й розпушування валків утворення трести зі стебел, зрізаних на висоті 30–50 мм, спостерігали протягом 25 днів вилежування (рис. 1).



Рис. 1 – Взірці трести за роздільної технології збирання: 1 і 4 – сорти льону олійного Антант і Лірина; 2 і 3 сорти льону-довгунця Оберіг і Міандр

Глобальне потепління суттєво вплинуло на формування висоти стеблостою льону олійного. Незважаючи на добре розвинуту кореневу систему, льон олійний потребує значної кількості води від посіву і до фази цвітіння. Під впливом кліматичних умов, в останні роки, висота стеблостою на дослідних ділянках коливається від 45 до 100 см. Найбільш типовою висотою у межах 75 см виявився стеблостій льону олійного сорту Лірина врожаю 2025 року **(рис. 2)**.



Рис. 2 – Збирання льону олійного на дослідній ділянці у фазі ранньої жовтої стиглості за роздільною технологією у 2025 р.

З даного врожаю, для проведення досліджень руйнування стебел, відбирались зразки як цілих стебел з валків зрізаних роторною косаркою, так і частково зруйнованих молотильним апаратом зернозбирального комбайна **(рис. 3)**.



Рис. 3 – Обмолочування валків зернозбиральним комбайном

Для цього за довжиною гону відбирався матеріал масою 1,0–1,5 кг у трьох рівновіддалених точках та відступом від країв поля по 4 м за схемою від середини ділянки, через п’ять валків, на дві сторони. Відібрані зразки за двома варіантами (цілі стебла та стеблово-волокниста маса) у поліетиленових упаковках переміщали у закрите приміщення. Як показала практика, відсутність опадів і низький зріз стеблостою, не забезпечив умови перетворення стебел у тресту протягом місячного терміну *(Дідух В.Ф., Щур Т.Г., 2025)*. Лише, після випадання значних опадів, стеблово-волокниста маса (рис. 3) через три дні змінила свій колір із жовтого на сірий, що дозволяє стверджувати про процес перетворення стебел у тресту. Відповідно, такий матеріал також був взятий для проведення досліджень.

Лабораторні випробування проводили на екстензометрі, оснащеному додатковим пристосуванням зі змінними профільованими робочими поверхнями (рис. 4). Пристосування забезпечувало розміщення групи стебел між протилежними поверхнями та їх послідовне навантаження. Покази індикатора реєстрували за відповідними відліками механізму переміщення.

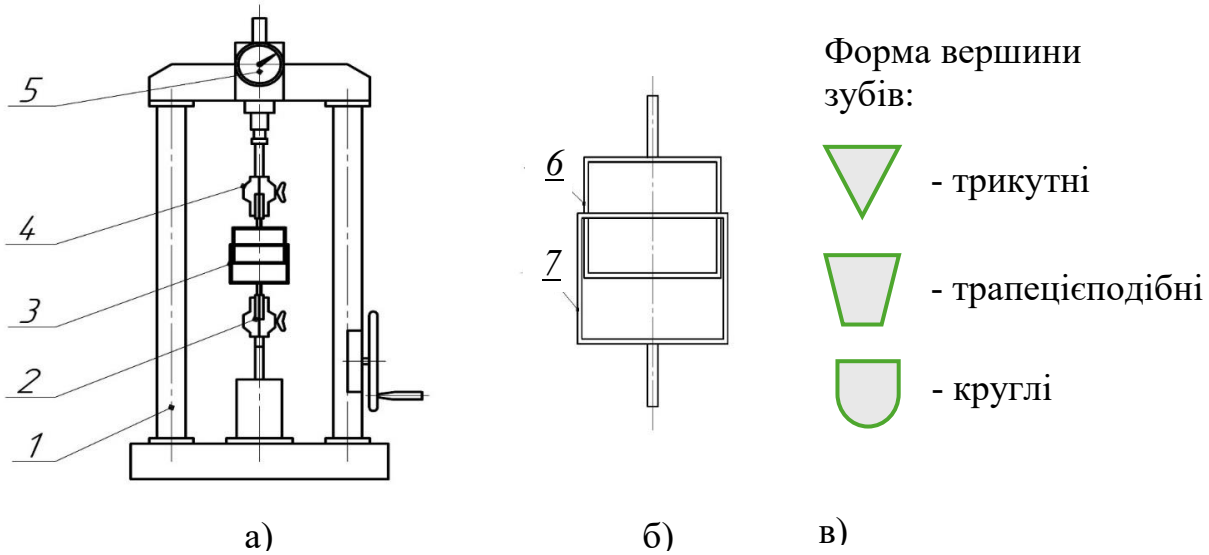


Рис. 4 - Екстензометр з пристосуванням для дослідження розплющування стебел льону: а) – екстензометр: 1 – рама; 2, 4 – затискачі, 3 - додаткове пристосування, 5 – індикатор; б) – пристрій для зламу групи стебел: 6, 7 – притискні рамки; в – змінні зуби.

Лабораторні випробування проводили шляхом послідовного навантаження груп стебел між змінними профільованими робочими поверхнями пристосування, встановленого на екстензометрі. Для кожної серії формували групу з 20 стебел. У всіх наведених випробуваннях стебла

розташовували стрічково (рис. 5, а); хаотичне розташування, показане на рисунку 5, б, у цих дослідах не застосовували. Діаметр кожного стебла вимірювали в нижній, середній та верхній ділянках. Навантаження здійснювали послідовно у відповідних ділянках тієї самої групи. Таким чином, випробування різних ділянок характеризували поведінку одного набору стебел і не розглядалися як незалежні повторення.

Під час навантаження записували відлік механізму переміщення та відповідний показ індикатора. Окремими позначками фіксували чутний хрускіт, який супроводжувався спадом показу індикатора. Для зіставлення записів використовували приріст відліку механізму відносно початкового положення кожного випробування. На цьому етапі результати аналізували у вихідних одиницях відлікових пристроїв, без перерахунку в силу та фактичне переміщення робочих поверхонь.

Для навантаження груп стебел застосовували змінні робочі поверхні трикутного, круглого та трапецієподібного профілів. Випробовували нижню, середню та верхню ділянки стебел у місцях попереднього вимірювання діаметрів. Для круглого профілю окремо досліджували жовті стебла та сірі стебла – тресту.

Для подальших досліджень процесу декортикації передбачено використання експериментальної установки з трьома парами вальців (рис. 6). Робочі поверхні вальців мають трикутний, трапецієподібний та круглий профілі. Лабораторні випробування груп стебел між змінними профільованими поверхнями є попереднім етапом дослідження їх взаємодії з робочими органами вальцьового вузла.

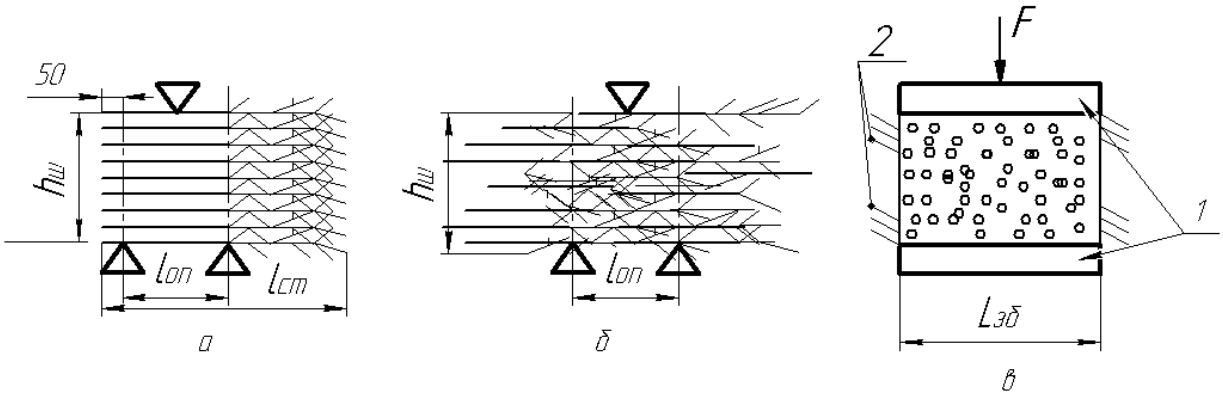


Рис. 5 – Схеми розташування стебел у пристрої: а – стрічкове; б – хаотичне; в – поперечний переріз: 1 – вершина зуба; 2 – стінки рамки

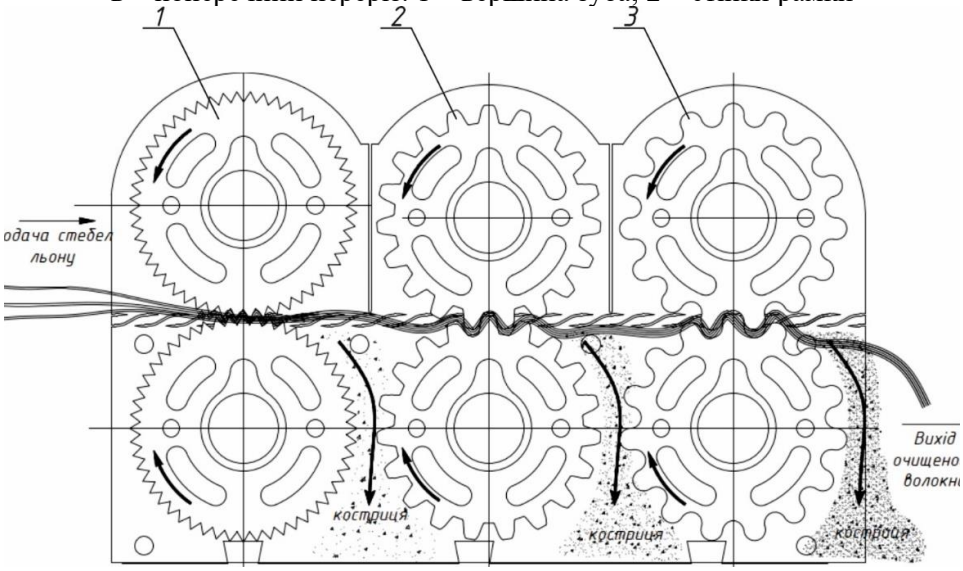


Рис. 6 – Загальний вигляд вузла декортикації стебел льону з парами вальців: 1 – трикутні ; 2 – трапецієподібні; 3 – круглі

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ОБГОВОРЕННЯ

Результати лабораторних випробувань представлено послідовностями показів індикатора залежно від приросту відліку механізму навантаження. Для кожної серії окремо розглядали нижню, середню та верхню ділянки групи стебел. Виміряні діаметри використано для характеристики геометричних відмінностей цих ділянок.

Під час навантаження спостерігали зростання показів індикатора та окремі їх спади, які супроводжувалися чутним хрускотом. Такі події фіксували як ознаки локального руйнування стебел у групі. Оскільки покази реєстрували дискретно, наступний після хрускоту запис не обов'язково відповідав значенню безпосередньо після руйнування.

Геометричні характеристики досліджених груп стебел наведено в таблиці 1. Для кожної ділянки визначено середній діаметр і вибіркове стандартне відхилення за вимірюваннями 20 стебел.

Таблиця 1 – Діаметри стебел у досліджених групах

Профіль робочої поверхні	Матеріал	Нижня ділянка, мм	Середня ділянка, мм	Верхня ділянка, мм
Трикутний	Жовті стебла	1,550 ± 0,426	1,350 ± 0,328	1,075 ± 0,373
Круглий	Сірі стебла (треста)	2,090 ± 0,288	1,845 ± 0,221	1,575 ± 0,220
Круглий	Жовті стебла	2,295 ± 0,324	1,970 ± 0,262	1,685 ± 0,237
Трапецієподібний	Стан матеріалу не встановлено	1,915 ± 0,221	1,675 ± 0,186	1,465 ± 0,218

Примітка. Наведено середнє значення ± вибіркове стандартне відхилення; у кожній групі виміряно 20 стебел у трьох ділянках. Стандартне відхилення характеризує розкид діаметрів між стеблами, а не повторюваність випробувань на навантаження.

У всіх досліджених групах середній діаметр зменшувався від нижньої до верхньої ділянки стебел. Групи також відрізнялися за діаметрами між собою. Тому відмінності записів навантаження між серіями не можна пояснювати лише формою робочої поверхні без урахування геометричних характеристик і стану матеріалу.

На рисунку 7 наведено залежності показів індикатора від приросту відліку механізму навантаження під час стискання груп жовтих і сірих стебел між робочими поверхнями круглого профілю. Початковий відлік кожного випробування прийнято за початок відповідної горизонтальної координати. Точки відповідають записаним показам, а лінії між ними слугують для відображення послідовності навантаження.

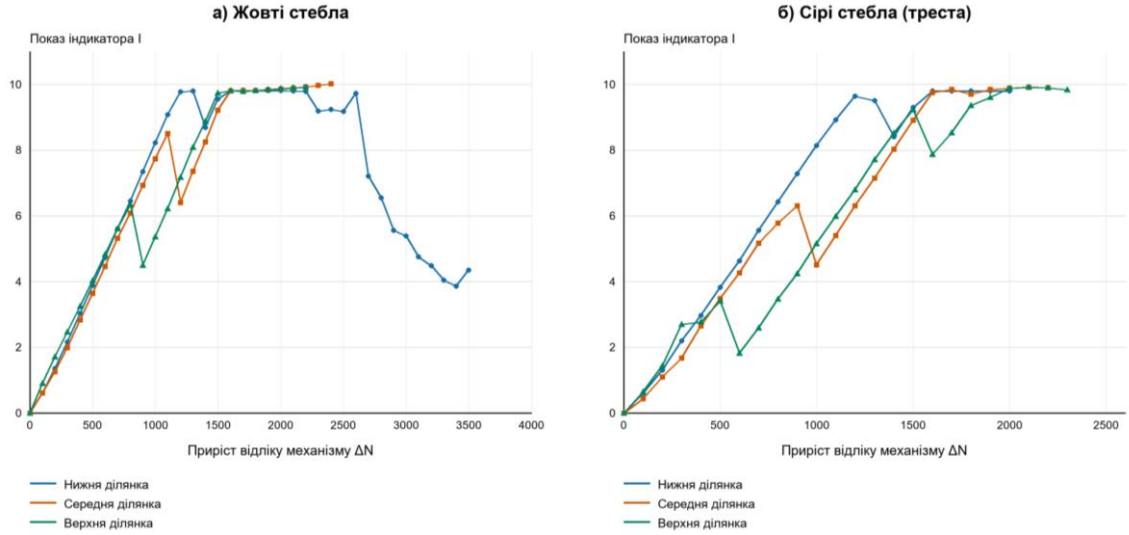


Рис. 7 – Зміна показів індикатора під час навантаження груп стебел між робочими поверхнями круглого профілю: а – жовті стебла; б – сірі стебла (треста). ΔN – приріст відліку механізму від початку відповідного випробування.

Записи характеризуються ділянками зростання показів індикатора, локальними спадами та подальшим повторним зростанням. Зафіксовані під час випробувань хрускіт і спади показів свідчать про окремі події руйнування в групі стебел. Подібна загальна послідовність спостерігається для обох станів матеріалу, проте розташування та вираженість спадів відрізняються між дослідженими ділянками.

На окремих ділянках кривих подальше збільшення відліку механізму супроводжувалося незначною зміною показів індикатора. Такі ділянки розглядали як особливість зареєстрованої залежності, не ототожнюючи їх із завершенням руйнування всіх стебел у групі. За дискретними записами неможливо встановити кількість зруйнованих стебел або ступінь відокремлення волокна від деревини.

Порівняння жовтих стебел і трести за круглого профілю має описовий характер. Окрім стану матеріалу, досліджені групи відрізнялися діаметрами стебел (табл. 1). Тому спостережувані відмінності кривих не можна приписувати виключно стану матеріалу. Отримані записи характеризують послідовність деформування досліджених груп і можуть бути використані для уточнення програми подальших випробувань.

Для трапецієподібного профілю записані залежності для нижньої, середньої та верхньої ділянок стебел мали подібний характер (рис. 8). Початкове зростання показів індикатора змінювалося ділянкою їх незначної зміни за подальшого збільшення відліку механізму. На цій ділянці покази становили приблизно 10,0–10,4.

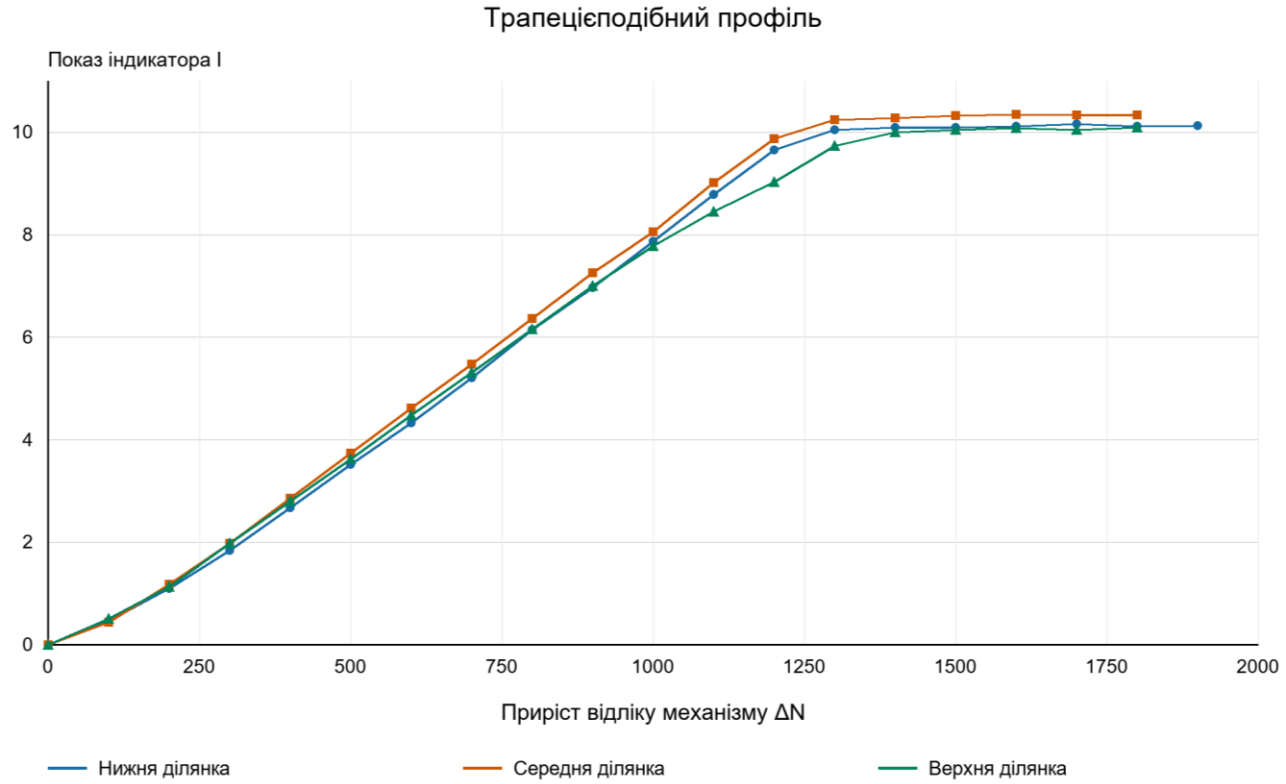


Рис. 8 – Зміна показів індикатора під час навантаження групи стебел між робочими поверхнями трапецієподібного профілю. ΔN – приріст відліку механізму від початку відповідного випробування.

Позначені у протоколі випадки хрускоту не завжди супроводжуються спадом між сусідніми записаними показами. Це не виключає короткочасного спаду між моментами реєстрації. Оскільки стан матеріалу цієї серії у збережених записах не встановлено, наведені залежності розглядаються окремо, без кількісного зіставлення з жовтими стеблами та трестою інших серій.

Записи навантаження жовтих стебел між робочими поверхнями трикутного профілю наведено на рисунку 9. Для нижньої ділянки зафіксовано два виражені спади показів індикатора, розділені

ділянкою повторного зростання. Для середньої ділянки також зареєстровано спад після позначеного у протоколі хрускоту. Залежності наведено в межах наявних записів; кінцеві точки не розглядаються як підтвердження завершення руйнування групи стебел.

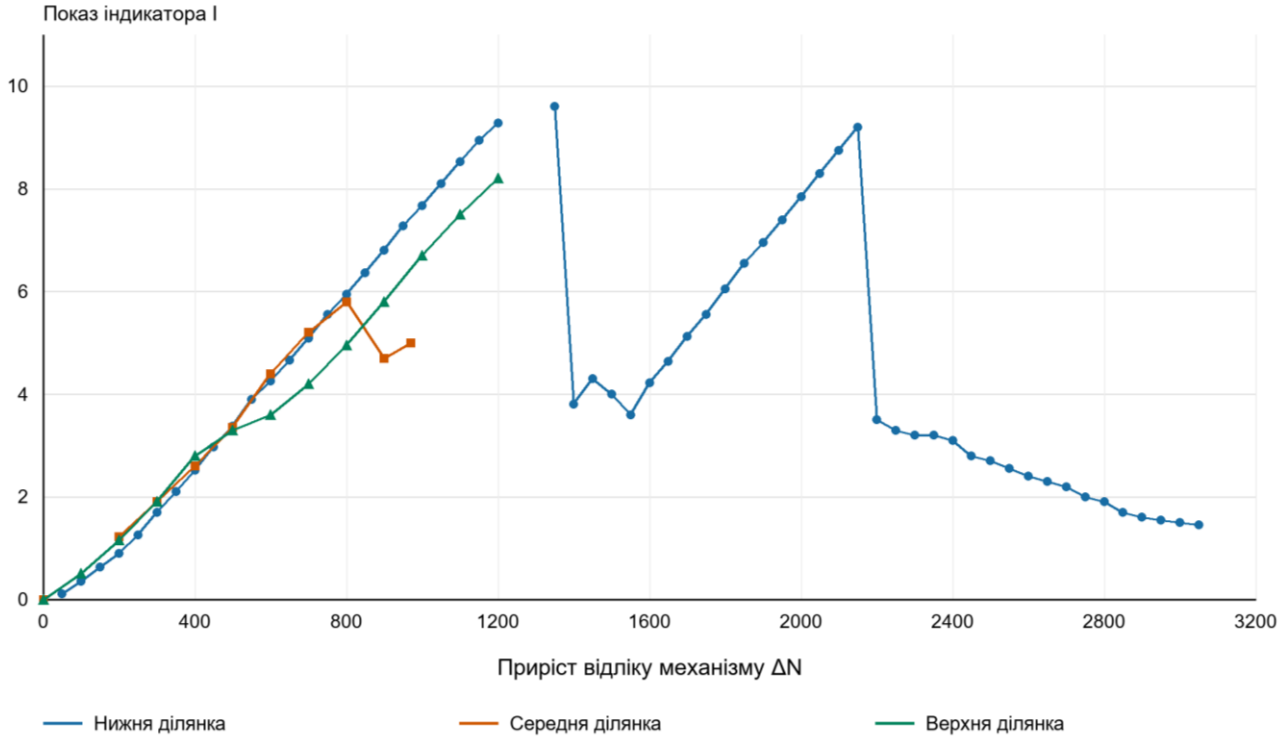


Рис. 9 – Зміна показів індикатора під час навантаження нижньої, середньої та верхньої ділянок групи жовтих стебел між робочими поверхнями трикутного профілю. ΔN – приріст відліку механізму від початку відповідного випробування.

У досліджених серіях зареєстровано різні послідовності зміни показів індикатора: зростання зі спадами та повторним навантаженням, а також зростання з подальшою ділянкою незначної зміни показів. Це свідчить про необхідність аналізувати весь запис навантаження, а не лише найбільше зафіксоване значення. Позначки хрускоту доповнюють ці записи, проте самі по собі не визначають ступінь руйнування деревини або збереженість волокнистої складової.

Отримані результати характеризують випробувані групи стебел і є основою для подальшого порівняння профільованих робочих поверхонь. Для встановлення впливу форми профілю необхідні повторні випробування незалежних груп із зіставними діаметрами, станом і вологістю стебел та однаковими умовами навантаження. Вибір профілю для вальцьового вузла також потребує оцінювання результату оброблення – руйнування деревини, відокремлення костриці та збереження волокна.

ВИСНОВКИ

1. Застосовано пристосування зі змінними профільованими робочими поверхнями для лабораторного дослідження деформування та руйнування груп стебел льону олійного. Послідовне навантаження нижньої, середньої та верхньої ділянок із попереднім вимірюванням діаметрів дозволило отримати записи поведінки відповідних ділянок досліджених груп.

2. В усіх досліджених групах середній діаметр стебел зменшувався від нижньої до верхньої ділянки. Групи також відрізнялися діаметрами між собою, що необхідно враховувати під час зіставлення записів навантаження.

3. Під час навантаження зафіксовано ділянки зростання показів індикатора, окремі спади та подальше повторне зростання. Хрускіт, що супроводжувався спадом показів, розглядали як ознаку локального руйнування стебел у групі. Зареєстровані залежності не визначають кількісно ступінь відокремлення костриці та збереженість волокна.

4. Отримані результати є основою для уточнення програми подальших випробувань профільованих робочих поверхонь. Встановлення раціональної форми профілю потребує незалежних повторень за зіставних характеристик матеріалу, перерахунку показів за калібрувальними залежностями та оцінювання якості обробленої стеблової маси.

СПИСОК ПОСИЛАНЬ

Шейченко В.О., Хайліс Г.А. Теорія і розрахунок апаратів для підбирання і обертання: [монографія]/ - Ніжин: Видавець ПП Лисенко М.М., 2014. – 240с.

Ягелюк С.В., Дідух В.Ф. Формування якості льняної продукції : монографія. Луцьк: ЛНТУ, 2021. 140 с.

Головенко Т. М., Налобіна О. О., Пахолюк О. В., Шовкомуд О. В., Березовський Ю. В. Новітні комплексні системи оцінювання якості та обробки льоновмісних матеріалів : монографія. – Луцьк : ЛНТУ, 2024. – 476 с.

Вировець В.Г., Лайко І.М., Мигаль М.Д., Коропченко С.П. Коноплярство: наукові здобутки і перспективи: монографія / за ред. І.О. Маринченка, Guo Chunjing. Суми : ФОП Щербина І.В., 2018. 158 с.

Юхимчук, С. М., Юхимчук, С. Ф., Толстушко, М. М., & Дацюк, Л. М.(2023). Розрахунок брального секції дисковопасового льонобрального апарата. Сільськогосподарські машини, 49, 81-89. https://doi.org/10.36910/acm.vi49.1023.

Наукові основи застосування льону олійного у легкій промисловості: монографія / Т.М. Головенко, Г.А. Бойко, О.В. Пахолюк, Л.Г. Бартків, О.В. Шовкомуд – Луцьк: ЛНТУ; Хмельницький: ХНТУ, 2025. – 218 с.

Дідух, В. Ф., Альбота, Д. С., & Бодак, М. В. (2023). Дослідження процесу руйнування стебел льону олійного вальцями з трапецієподібними зубцями. Сільськогосподарські машини, 49, 31-38. https://doi.org/10.36910/acm.vi49.1016.

Dudarev, I., & Say, V. (2020). Development of resource-saving technology of linseed harvesting. Journal of Natural Fibers, 17(9), 1307-1316. https://doi.org/10.1080/15440478.2018.1558161.

Фурса О., Архип А., Євтушенко В. Придатність соломи олійного для переробки на волокно. Вісник Хмельницького національного університету, №1, 2024 (331). DOI10.31891/2307-5732-2024-331-52 .

Коропченко С.П., Мохер Ю.В., Жуплатова Л.М., Примаков О.А. Промислові коноплі. Збирання та первинна переробка : монографія. Харків: ФОП Бровін О.В., 2024. 92 с. ISBN 978-617-8238-47-6.

Jinke Xu . Analysis and Design of Hemp Fibre Decorticators. Department of Biosystems Engineering University of Manitoba Winnipeg. 2010. s.109.

Дідух, В.Ф., & Щур, Т.Г. (2025). Теплотехнічні процеси перетворення стебел льону олійного у тресту. Сільськогосподарські машини, 51, 73-82. https://doi.org/10.36910/acm.vi51.1885

e-ISSN 2708-9754; ISSN 2307-1699
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, 2026, Вип. 52
AGRICULTURAL MACHINES, 2026, Vol. 52

MATHEMATICAL MODELING OF THE TRIBOLOGICAL EFFICIENCY OF RESTORATION TECHNOLOGIES FOR PISTON-ASSEMBLY COMPONENTS OF AXIAL-PISTON HYDRAULIC MACHINES

P. Melyantsov[1*], O. Losikov[2], V. Sidorenko[2]

Dnipro State Agrarian and Economic University, Dnipro, Ukraine
Ukrainian State University of Science and Technologies, Dnipro, Ukraine

AGRICULTURAL MACHINES
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Key words:
resource-limiting tribo-couplings,
high-velocity oxy-fuel spraying,
electric contact sintering,
wear rate,
entropy-based assessment

Article history:
Received 16.09.2026
Reviewed 28.09.2026
Approved 30.10.2026

[*]***Corresponding author:***
Melyantsov.Petr@gmail.com

ABSTRACT

Improving the efficiency of repairing axial-piston hydraulic machines requires a reasoned selection of restoration technologies for parts forming resource-limiting tribo-couplings. The study aims to develop a mathematical model for a comprehensive tribological efficiency evaluation of piston pair parts restoration technologies in axial-piston hydraulic machines based on a set of experimental characteristics. The object of the study was the "piston – block sleeve" coupling with a piston made of ShKh15SG steel and a sleeve made of LMtsSKA-58-2-2-1-1 brass. The evaluation utilized the maximum anti-scuffing load (stimulating indicator), minimum friction coefficient, and wear rate (destimulating indicators). Relative normalization against the best experimental value was applied to eliminate different dimensions and directions of the criteria. The informational weight of the criteria was determined using Shannon's entropy method. Based on the obtained weights, a dimensionless comprehensive tribological efficiency index was formed, characterizing the relative level of aggregate property improvement for the studied technological option. For the steel piston, applying high-velocity oxy-fuel spraying of tungsten carbide composite powder with a cobalt-chromium binder in an argon environment increased the maximum anti-scuffing load from 3,0 to 44,5 MPa, reduced the friction coefficient from 0,016 to 0,009, and the wear rate from 3,20 to $1,40 \cdot 10^{-12}$ *mm³ / (N·m). The comprehensive index for this option was 1,00000 compared to 0,50625 for the reference state. For the brass sleeve, electric contact sintering of a powder composition with boron combined with ultrasonic mandrel drawing increased the maximum load to 40,5 MPa, reduced the friction coefficient to 0,011, and the wear rate to* $1,7024 \cdot 10^{-12}$ *mm³ / (N·m); the comprehensive index was 1,00000 compared to 0,59771. The wear rate possessed the highest informational weight in both datasets. The proposed model can be used for quantitative comparison of restoration technologies and forming the informational basis of engineering decision support systems during the repair of axial-piston hydraulic machines.*

DOI: 10.36910/acm.vi52.2341

To cite this article:
Melyantsov, P., Losikov, O. & Sidorenko, V. (2026). Mathematical modeling of the tribological efficiency of restoration technologies for piston-assembly components of axial-piston hydraulic machines *Agricultural Machines*, *52*, 151-166. https://doi.org/10.36910/acm.vi52.2341

e-ISSN 2708-9754; ISSN 2307-1699
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, 2026, Вип. 52
AGRICULTURAL MACHINES, 2026, Vol. 52

УДК 631.3-7:621.891:621.225.2

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТРИБОТЕХНІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕХНОЛОГІЙ ВІДНОВЛЕННЯ ДЕТАЛЕЙ ПОРШНЕВОЇ ПАРИ АКСІАЛЬНО-ПОРШНЕВИХ ГІДРОМАШИН

П. Т. Мельянцов[1*], О.М. Лосіков[2], В.К. Сидоренко[2]

[1] Дніпровський державний аграрно-економічний університет, Україна
[2] Український державний університет науки і технологій, м. Дніпро, Україна

AGRICULTURAL MACHINES
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Ключові слова:
ресурсно-лімітуючі трибоспряження, високошвидкісне газополуменеве напилення, електроконтактне напікання, інтенсивність зношування, ентропійне оцінювання.

Історія публікації:
Отримано 16.09.2026
Прорецензовано 28.09.2026
Затверджено до друку 30.10.2026

Автор для листування:*
Melyantsov.Petr@gmail.com

АНОТАЦІЯ

Підвищення ефективності ремонту аксіально-поршневих гідромашин потребує обґрунтованого вибору технологій відновлення деталей ресурсно-лімітуючих трибоспряжень. Метою дослідження було розроблення математичної моделі комплексного оцінювання триботехнічної ефективності технологій відновлення деталей поршневої пари аксіально-поршневих гідромашин за сукупністю експериментальних характеристик. Об'єктом дослідження було спряження «поршень – втулка блоку» з поршнем зі сталі ШХ15СГ та втулкою з латуні ЛМцСКА-58-2-2-1-1. Для оцінювання використано максимальне передзадирне навантаження (показник-стимулятор), мінімальний коефіцієнт тертя та інтенсивність зношування (показники-дестимулятори). Для усунення різної розмірності та спрямованості критеріїв застосовано відносне нормування щодо найкращого експериментального значення. Інформаційну вагу критеріїв визначено за методом ентропії Шеннона. На основі отриманих ваг сформовано безрозмірний комплексний індекс триботехнічної ефективності, який характеризує відносний рівень сукупного покращення властивостей досліджуваного технологічного варіанта. Для сталевого поршня застосування високошвидкісного газополуменевого напилення композиційного порошку карбіду вольфраму з кобальтово-хромовою зв'язкою в середовищі аргону підвищило максимальне передзадирне навантаження з 31,0 до 44,5 МПа, зменшило коефіцієнт тертя з 0,016 до 0,009, а інтенсивність зношування – з 3,20 до $1,40\cdot10^{-12}$ *мм³ / (Н·м). Комплексний індекс для цього варіанта становив 1,00000 проти 0,50625 для еталона. Для латунної втулки електроконтактне напікання порошкової композиції з бором у поєднанні з ультразвуковим дорнуванням підвищило максимальне навантаження до 40,5 МПа, зменшило коефіцієнт тертя до 0,011 та інтенсивність зношування до* $1,7024\cdot10^{-12}$ *мм³ / (Н·м); комплексний індекс становив 1,00000 проти 0,59771. Найбільшу інформаційну вагу в обох масивах даних мала інтенсивність зношування. Запропонована модель може бути використана для кількісного порівняння технологій відновлення та формування інформаційної основи систем підтримки інженерних рішень під час ремонту аксіально-поршневих гідромашин.*

DOI: 10.36910/acm.vi52.2341

Цитувати цю статтю:
Мельянцов, П. Т., Лосіков, О.М. & Сидоренко, В.К. (2026). Математичне моделювання триботехнічної ефективності технологій відновлення деталей поршневої пари аксіально-поршневих гідромашин *Сільськогосподарські машини*, *52*, 151-166. https://doi.org/10.36910/acm.vi52.2341

СТАН ПИТАННЯ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Аксіально-поршневі гідромашини є відповідальними функціональними елементами гідростатичних трансмісій мобільних сільськогосподарських машин. Експлуатаційна ефективність таких агрегатів визначається не лише конструктивними параметрами, а й технічним станом прецизійних трибоспряжень, які впливають на внутрішні витоки, механічні втрати, об'ємний коефіцієнт корисної дії та загальний ресурс гідросистеми (*Paszota, 2012*). Сучасні дослідження підтверджують, що пара «поршень – циліндр» є однією з основних трибологічних пар аксіально-поршневого насоса, а її зношування безпосередньо пов'язане зі збільшенням витоків та деградацією експлуатаційних характеристик (*Lin et al., 2024; Yin et al., 2024*). Для підвищення точності прогнозних розрахунків технічного стану та надійності таких гідросистем також доцільно застосовувати методики моделювання складних гідромеханічних процесів у зазорах спряжень (*Tang et al., 2023*), у тому числі з урахуванням геометричної адаптації поверхонь до перекосу поршня (*Ernst et al., 2020*).

Функціонування деталей поршневого спряження пов'язане зі складними деструктивними процесами, які викликають знос контактних поверхонь. Зміна геометрії поверхонь спряження призводить до збільшення робочого зазору, зміни характеру контакту, підвищення механічних втрат і внутрішніх витоків. Аналіз сучасних досліджень трибології аксіально-поршневих насосів показує, що довговічність таких агрегатів значною мірою визначається властивостями ключових трибоспряжень, а підвищення їх зносостійкості пов'язують із удосконаленням конструкції, вибором матеріалів і застосуванням поверхневих технологій (*Wang et al., 2024*), а також комплексним аналізом гідродинамічних взаємодій на розподільних поверхнях (*Zecchi & Ivantysynova, 2012*).

Для поршневої пари характерним є складний відносний рух. Поршень одночасно здійснює зворотно-поступальний рух уздовж осі циліндра та бере участь у обертанні блока циліндрів. Перекидний момент сприяє виникненню перекосу поршня відносно осі втулки, що зумовлює нерівномірність контакту та локалізацію зношування. Математичне моделювання динаміки та зношування пари «поршень – циліндр» показує, що характер розподілу зношування є неоднорідним, а його розвиток може бути пов'язаний із погіршенням робочих характеристик гідромашини (*Lin et al., 2024*).

Експериментальні дослідження, виконані для гідромашин типу ГСТ-90/112, показали, що зношування деталей спряжень качаючого вузла є однією з причин втрати працездатності агрегатів. Для пари «поршень – втулка блоку» було встановлено суттєву зміну геометричних параметрів деталей у процесі експлуатації та ремонту (*Melyantsov, 2025; Melyantsov, 2026*), що вимагає обґрунтованої заміни контрольованих структурних параметрів для умов ремонтного виробництва. Отже, відновлення робочих поверхонь повинно забезпечувати не лише повернення номінальних геометричних розмірів, а й формування необхідних триботехнічних характеристик.

Одним із перспективних напрямів відновлення сталевих деталей є високошвидкісне газополуменеве напилення зносостійких композиційних покриттів на основі карбіду вольфраму. Сучасні дослідження підтверджують ефективність застосування покриттів типу WC-Co-Cr для суттєвого підвищення мікроструктурних властивостей та зносостійкості деталей машин (*Cui et al., 2022; Si et al., 2024; Yin et al., 2023; Zhao et al., 2024*). Більше того, такі покриття демонструють стабільні показники в умовах інтенсивних механічних та кавітаційно-ерозійних навантажень (*Hong et al., 2015*). Для інтегрального оцінювання таких технологій доцільно використовувати апарат теорії інформації (*Shannon, 1948*), зокрема ентропійні підходи багатокритеріального вибору інженерних рішень (*Dwivedi & Sharma, 2022; Sristi et al., 2024*).

У попередньому дослідженні для сталевого поршня було встановлено позитивний вплив високошвидкісного газополуменевого напилення (ВГН) порошку WC–10Co–3Cr у середовищі аргону з додатковим впливом імпульсного електромагнітного поля (ІЕМП) та наступним прецизійним шліфуванням (*Melyantsov, 2026*). Максимальне передзадирне навантаження при цьому зросло до 44,5 МПа, а мінімальний коефіцієнт тертя зменшився до 0,009.

Для латунної втулки блоку застосування електроконтактного напікання порошкової композиції, легованої бором, із подальшою механічною обробкою та ультразвуковим дорнуванням (УЗД) дозволило сформувати відновлену робочу поверхню з покращеними триботехнічними характеристиками (*Melyantsov, 2025*). Проте оцінювання результативності таких технологій зазвичай

здійснюється за окремими показниками: несучою здатністю, коефіцієнтом тертя або інтенсивністю зношування. Це не дозволяє однозначно оцінити сукупну зміну властивостей поверхні.

У сучасних інженерних дослідженнях для подолання цієї проблеми використовують методи багатокритеріального оцінювання. Одним із підходів є метод інформаційної ентропії, який дає змогу визначати об'єктивні ваги критеріїв відповідно до ступеня їх диференціації у досліджуваному масиві даних. Ентропійне зважування застосовується, зокрема, у задачах вибору інженерних матеріалів і технологічних параметрів (*Kumar & Singh, 2023*). Теоретичною основою цього підходу є інформаційна ентропія Шеннона (*Shannon, 1948*).

Таким чином, існує потреба у математичному підході, який дозволив би перетворити сукупність різнорідних триботехнічних характеристик у єдиний безрозмірний показник, зберігаючи при цьому інформацію про внесок кожного критерію.

Метою дослідження є розроблення математичної моделі комплексного оцінювання триботехнічної ефективності технологій відновлення деталей поршневої пари аксіально-поршневих гідромашин на основі нормування експериментальних критеріїв та визначення їх інформаційних ваг методом ентропії Шеннона.

Для досягнення поставленої мети необхідно було: сформувати систему триботехнічних критеріїв; визначити спрямованість критеріїв як стимуляторів або дестимуляторів; виконати нормування експериментальних показників; визначити інформаційні ваги критеріїв; сформувати інтегральний індекс триботехнічної ефективності; виконати розрахунки для технологій відновлення поршня та втулки; визначити структурний внесок окремих критеріїв; оцінити можливість практичного застосування запропонованої моделі.

МАТЕРІАЛИ ТА МЕТОДИ

Об'єктом дослідження було трибоспряження «поршень – втулка блоку» качаючого вузла аксіально-поршневих гідромашин, які широко застосовуються в гідравлічних трансмісіях мобільних машин сільськогосподарського призначення. Еталонну пару формували поршень зі сталі ШХ15СГ та втулка з латуні ЛМцСКА-58-2-2-1-1.

Для сталевого поршня досліджували три технологічні стани: еталонний стан; високошвидкісне газополуменеве напилення порошку WC–10Co–3Cr у середовищі аргону; високошвидкісне газополуменеве напилення WC–10Co–3Cr у середовищі аргону з додатковим впливом ІЕМП та подальшим прецизійним шліфуванням. Для латунної втулки розглядали: еталонний стан; електроконтактне напікання порошкової композиції, легованої бором; електроконтактне напікання порошкової композиції з бором із наступним УЗД.

Вихідні експериментальні дані для поршня та втулки були отримані в межах попередніх досліджень відповідних технологій відновлення (*Melyantsov, 2025; Melyantsov, 2026*). Оцінювання триботехнічної поведінки досліджуваних матеріалів здійснювали за кінематичною схемою «ролик — колодка». Експерименти проводили на універсальному випробувальному комплексі 2070 СМТ-1 в умовах граничного тертя, де як робоче мастильне середовище використовували гідравлічну оливу марки МГЕ-46В. Процедура тестування складалася з трьох послідовних стадій. На початковому етапі забезпечували припрацювання контактних поверхонь за питомого тиску $P = 0{,}1\ МПа$ та частоти обертання контртіла $n = 380\ хв^{-1}$. Наступна стадія передбачала покрокове навантаження рухомого спряження аж до моменту фіксації критичного передзадирного навантаження. Після цього виконували плавне розвантаження вузла з дискретністю 0,1 МПа задля визначення режимної точки, що відповідає мінімальним значенням коефіцієнта тертя.

Визначення кінетики довготривалого зношування реалізовували за сталої швидкості обертання $n = 380\ хв^{-1}$ за умов дії раніше встановленого оптимального тиску. Безперервний цикл зносних випробувань для кожного зразка становив 8 годин.

Для комплексного оцінювання використано три критерії: $P_{м.п}$ - максимальне передзадирне навантаження, МПа; $f_{\min}$ - мінімальний коефіцієнт тертя; I_w - інтенсивність зношування, $мм^3 / (Н \cdot м)$.

Максимальне передзадирне навантаження характеризує несучу здатність трибоспряження. Його збільшення відповідає покращенню властивостей, тому $P_{м.п}$ є критерієм-стимулятором.

Коефіцієнт тертя характеризує опір відносному переміщенню поверхонь. Його зменшення відповідає покращенню триботехнічного стану, тому $f_{\min}$ є критерієм-дестимулятором.

Інтенсивність зношування характеризує швидкість втрати матеріалу поверхнями тертя. Зменшення I_w відповідає підвищенню зносостійкості, тому цей критерій також є дестимулятором.

Сформована система критеріїв має вигляд: $P_{м.п} \to \max$; . $f_{\min} \to \min$; $I_w \to \min$.

Для порівняння використано експериментальні дані для сталевого поршня за наступними варіантами відновлення поршневої пари (*Melyantsov, 2026*): еталонна пара – серійний сталевий поршень; поршень, відновлений ВГН порошком WC–10Co–3Cr у середовищі Ar; поршень, відновлений ВГН порошком WC–10Co–3Cr у середовищі Ar з додатковим впливом ІЕМП.

Для латунної втулки досліджувались наступні експериментальні дані (*Melyantsov, 2025*): еталонна пара – серійна втулка блоку; втулка, відновлена електроконтактним напіканням порошку, легованого бором; втулка, відновлена електроконтактним напіканням порошку з бором і додатковим УЗД.

Вихідні експериментальні значення максимального передзадирного навантаження, мінімального коефіцієнта тертя та інтенсивності зношування для досліджуваних технологічних станів наведено в **таблиці 1** та представлено графічно на (**рис. 1–3**).

Таблиця 1 – Експериментальні триботехнічні характеристики досліджуваних технологічних станів

Варіант	Технологічний стан	$P_{м.п}$, МПа	$f_{\min}$	I_w, 10^{-12}, $мм^3/(Н{\cdot}м)$
Еталон	ШХ15СГ + ЛМцСКА-58-2-2-1-1	31,0	0,016	3,20
Т1	Поршень: ВГН + WC–10Co–3Cr + Ar	38,0	0,012	1,80
Т2	Поршень: ВГН + WC–10Co–3Cr + Ar + ІЕМП	44,5	0,009	1,40
В1	Втулка: електроконтактне напікання + В	37,8	0,013	2,10
В2	Втулка: електроконтактне напікання + В + УЗД	40,5	0,011	1,7024

Аналіз вихідних експериментальних параметрів (**таблиця 1**) свідчить, що реалізація запропонованих технологічних маршрутів відновлення супроводжується стійкою позитивною динамікою модифікації робочих поверхонь обох елементів спряження:

Графічно динаміку зміни максимального передзадирного навантаження для досліджуваних технологічних станів поршня і втулки представлено на **рис. 1**.

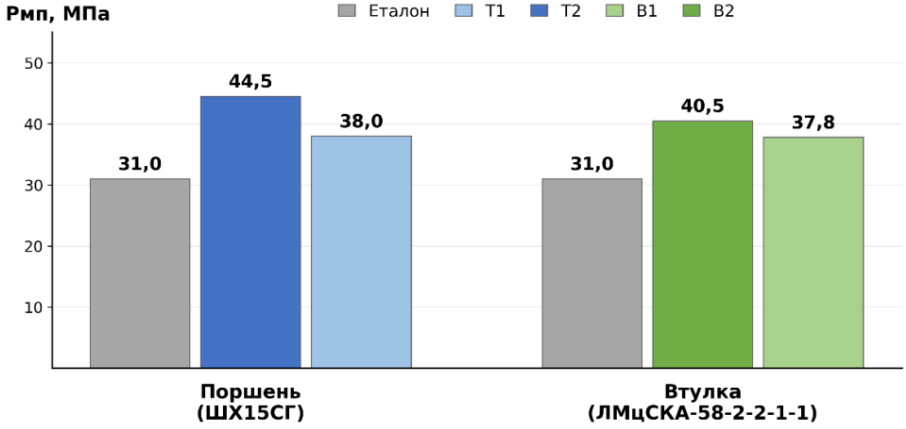


Рис. 1 – Максимальне передзадирне навантаження досліджуваних технологічних станів

Графічне подання результатів (**рис. 1)**, показує, що для сталевого поршня максимальне передзадирне навантаження $P_{м.п}$ зросло від базових 31,0 МПа до 38,0 МПа (на 22,6%) для варіанта Т1, а під комбінованим впливом ІЕМП (варіант Т2) досягло 44,5 МПа, що становить приріст на 43,5% порівняно з еталоном.

Для латунної втулки зафіксовано аналогічне підвищення критичного навантаження до 37,8 МПа варіант (В1) та 40,5 МПа для варіанту (В2), забезпечуючи підсумкове зростання несучої здатності на 30,6%. Це вказує на суттєве підвищення опору трибосистеми до схоплювання першого роду за умов дефіциту мастильного матеріалу.

Зміну мінімального коефіцієнта тертя для досліджуваних технологічних станів поршня і втулки наведено на **рис. 2**.

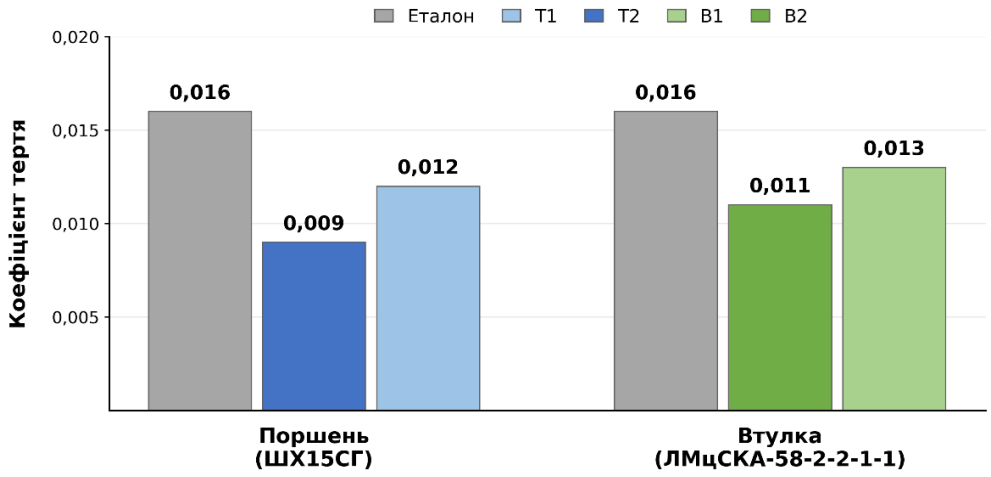


Рис. 2 – Мінімальний коефіцієнт тертя досліджуваних технологічних станів

Аналіз антифрикційних властивостей поверхонь (**рис. 2**) показав, що мінімальний коефіцієнт тертя $f_{\min}$ сталевого поршня знизився з 0,016 до 0,009 (на 43,8%) під дією високошвидкісного карбідного покриття та електромагнітного структурування.

Модифікація латунної втулки напіканням та ультразвуковим дорнуванням варіант (В2) зумовила зменшення коефіцієнта тертя до 0,011 (на 31,3%). Таке зниження фрикційного опору безпосередньо корелює зі зменшенням шорсткості та оптимізацією мікрогеометрії контакту.

Порівняння інтенсивності зношування для різних технологічних станів поршня і втулки наведено на **рис. 3.**

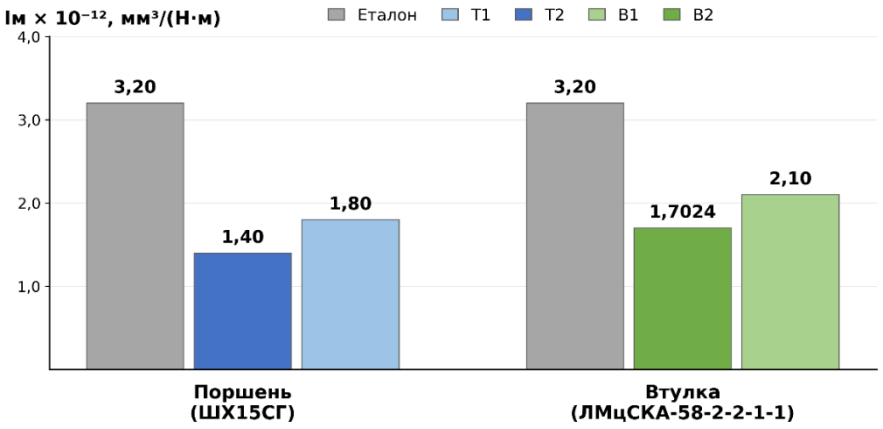


Рис. 3 – Інтенсивність зношування поршня і втулки при різних технологічних станах

Кінетика зношування (**рис. 3**) показала, що найбільш виражену динаміку продемонстрував показник інтенсивності зношування I_w. Для поршня інтенсивність зношування зменшилася з 3,20 до $1{,}80\cdot10^{-12}$ $мм^3/(Н\cdot м)$ після нанесення WC–10Co–3Cr та до $1{,}40\cdot10^{-12}$ $мм^3/(Н\cdot м)$ після додаткового застосування ІЕМП, тобто зносостійкість зросла у 2,28 раза (на 56,2%).

Для втулки, відновленої за варіантом (В2) інтенсивність зношування зменшилася до $1{,}7024\cdot10^{-12}$ $мм^3/(Н\cdot м)$ (на 46,8%). Це підтверджує високу бар'єрну здатність сформованих гетерофазних структур проти абразивного та втомного зношування в прецизійному зазорі поршневої пари.

Через різну фізичну розмірність та різну спрямованість критеріїв вихідні дані перетворювали на безрозмірні величини за класичними методиками відносного лінійного нормування (*Hwang & Yoon, 1981*).

Для критерію-стимулятора використовували нормування за виразом:

$$z_{ij} = \frac{x_{ij}}{x_j^{max}}, \tag{1}$$

де x_{ij} – вихідне значення j-го критерію для i-го технологічного варіанта; z_{ij} – нормоване значення критерію.

Для критеріїв-дестимуляторів застосовували вираз:

$$z_{ij} = \frac{x_j^{min}}{x_{ij}}. \tag{2}$$

У результаті найкращому значенню кожного критерію відповідає $z_{ij} = 1$, а всі інші значення знаходяться в інтервалі $0 < z_{ij} \le 1$. Для узгодження суперечливих критеріїв в інженерних задачах часто застосовують подібне безрозмірне перетворення (*Brauers & Zavadskas, 2006*).

Результати нормування триботехнічних критеріїв для досліджуваних технологічних станів поршня наведено в **таблиці 2**, а відповідні нормовані значення для втулки – у **таблиці 3**.

Таблиця 2 – Нормовані значення критеріїв для технологічних станів поршня

Варіант	z_1, $P_{м.п}$	z_2, $f_{\min}$	z_3, I_w
Еталон	0,69663	0,56250	0,43750
Т1 – ВГН + WC–10Co–3Cr + Ar	0,85393	0,75000	0,77778
Т2 – ВГН + WC–10Co–3Cr + Ar + ІЕМП	1,00000	1,00000	1,00000

Як видно з **таблиці 2**, для технологічного варіанта Т2 усі три нормовані критерії набувають значення 1,00000, що відповідає найкращим експериментальним значенням у сформованій вибірці. Застосування технології Т2 дозволило підвищити нормовані показники поршня порівняно з еталоном на 43,5% (за першим критерієм - z_1), на 77,8% (за другим - z_2) та у 2,28 раза (на 128,6%) (за третім критерієм - z_3).

Таблиця 3 – Нормовані значення критеріїв для технологічних станів втулки

Варіант	z_1, $P_{м.п}$	z_2, $f_{\min}$	z_3, I_w
Еталон	0,76543	0,68750	0,53200
В1 – напікання + В	0,93333	0,84615	0,81067
В2 – напікання + В + УЗД	1,00000	1,00000	1,00000

Аналогічну тенденцію для втулки показують дані **таблиці 3**: технологічний варіант В2 характеризується одиничними нормованими значеннями всіх трьох критеріїв, демонструючи приріст відносно еталона на 30,6%, 45,5% та 87,9% відповідно.

Слід зазначити, що для еталонної пари базові нормовані показники втулки та поршня відрізняються. Це обумовлено різницею у вихідних фізико-механічних властивостях матеріалів елементів пари тертя, геометрії контакту, а також неоднаковим характером розподілу навантажень і кінематики руху поршня відносно направляючої втулки в реальних умовах експлуатації аксіально-поршневої гідромашини.

Наступним етапом реалізації запропонованого підходу є визначення інформаційної значущості кожного з досліджуваних триботехнічних параметрів на основі концепції інформаційної ентропії Шеннона (*Shannon, 1948*). На відміну від експертних методів, які несуть у собі суб'єктивні оцінки дослідника, ентропійний підхід дозволяє розрахувати об'єктивні вагові коефіцієнти, виходячи виключно із внутрішньої структури та ступеня розсіювання отриманих експериментальних даних. На першому кроці виконували процедуру координатного перетворення нормованих матриць шляхом розрахунку відносної частки (імовірнісної міри) j-го триботехнічного критерію для i-го технологічного варіанта відновлення за математичною залежністю:

$$p_{ij} = \frac{z_{ij}}{\sum_{i=1}^{m} z_{ij}}, \tag{3}$$

де m - загальна кількість досліджуваних технологічних станів (для обох незалежних масивів $m = 3$, що включає еталонний та два відновлювальних стани).

На основі сформованих локальних часток p_{ij} здійснювали безпосередній розрахунок інформаційної ентропії j-го критерію (e_j), яка виступає мірою невизначеності, хаотичності або, навпаки, однорідності розподілу значень ознаки в межах сформованої вибірки:

$$e_j = -\frac{1}{\ln m} \sum_{i=1}^{m} p_{ij} \ln p_{ij}. \tag{4}$$

Математична логіка виразу (4) передбачає, що у випадку, якщо відносна частка набуває нульового значення ($p_{ij} = 0$), відповідний доданок приймається рівним нулю $(0 \cdot \ln 0 = 0)$, що забезпечує стабільність обчислювальної процедури. Множник $(1 / \ln m)$ є нормуючим індексом, який гарантує, що значення ентропії для будь-якого критерію буде суворо обмежене інтервалом $0 \le e_j \le 1$.

З позицій теорії інформації, значення e_j відбиває ступінь подібності або розбіжності відгуків трибосистеми на технологічний вплив. Якщо значення певного критерію для всіх технологічних варіантів є близькими між собою, то ентропія прямує до одиниці $(e_j \to 1)$, вказуючи на високу однорідність і, як наслідок, низьку здатність цього параметра диференціювати ефективність обробки. Навпаки, високий розкид згладжених нормованих значень призводить до зниження ентропії, фіксуючи високу інформаційну місткість і корисність даного критерію для прийняття інженерних рішень.

На основі розрахованих рівнів ентропії визначали ступінь диференціації (корисної інформативності) кожного параметра:

$$d_j = 1 - e_j. \tag{5}$$

Інформаційну вагу критерію розраховували за математичною залежністю:

$$w_j = \frac{d_j}{\sum_{j=1}^{n} d_j}. \tag{6}$$

Ентропійна вага характеризує не абсолютну фізичну важливість критерію, а його здатність диференціювати досліджувані технологічні варіанти в межах конкретного масиву експериментальних даних, що активно використовується в багатокритеріальній оптимізації триботехнічних систем

(*Kumar & Singh, 2023*). Для поршня отримано: $w_P = 0{,}11956$, $w_f = 0{,}30212$, $w_I = 0{,}57832$. Для втулки: $w_P = 0{,}12533$, $w_f = 0{,}23445$, $w_I = 0{,}64021$.

Розраховані інформаційні ваги трьох триботехнічних критеріїв для поршня та втулки наведено в **таблиці 4**.

Таблиця 4 – Інформаційні ваги триботехнічних критеріїв

Деталь	w_1, $P_{м.п}$	w_2, $f_{\min}$	w_3, I_w
Поршень	0,11956	0,30212	0,57832
Втулка	0,12533	0,23445	0,64021

Аналіз даних **таблиці 4** дозволяє встановити закономірності розподілу інформативності оціночних параметрів та визначити їхню роль у загальній триботехнічній оцінці досліджуваних технологічних станів.

У досліджуваних масивах експериментальних даних найвищу інформаційну вагу отримала інтенсивність зношування (w_3). Для поршня її значення становить 0,57832, а для втулки сягає 0,64021. З математичної точки зору це свідчить про те, що саме цей показник має найбільшу диференціюючу здатність (чутливість) у сформованій вибірці. У фізичному аспекті це підтверджує, що швидкість руйнування фрикційних поверхонь є найбільш критичним і визначальним параметром під час оцінювання ефективності нових методів зміцнення та фінішної обробки деталей плунжерної пари.

Другим за значущістю критерієм є коефіцієнт тертя (w_2), інформаційна вага якого для поршня становить 0,30212, а для втулки – 0,23445. Вища вага цього критерію для поршня (на 28,9% порівняно з втулкою) пояснюється специфікою його технологічного стану після комбінованої обробки (ВГН + WC–10Co–3Cr + Ar + ІЕМП), яка суттєво змінює мікрогеометрію та енергетичний потенціал саме рухомої поверхні контакту, викликаючи більший розкид значень сили тертя порівняно з нерухомою втулкою.

Найменшу інформаційну вагу отримало максимальне передзадирне навантаження (w_1): 0,11956 - для поршня та 0,12533 - для втулки. Низька диференціююча здатність цього параметра вказує на те, що гранична трибологічна стійкість системи залишається відносно стабільною або змінюється менш динамічно під дією досліджуваних модифікацій, ніж параметри безпосереднього зношування та ковзання.

Для комплексного оцінювання сформовано безрозмірний індекс триботехнічної ефективності:

$$K_{TTE,i} = \sum_{j=1}^{3} w_j \cdot z_{ij}\,, \tag{7}$$

де $K_{TTE,i}$ – інтегральна оцінка i-го технологічного варіанта;

w_j – ентропійна вага j-го критерію;

z_{ij} – нормоване значення j-го критерію.

Індекс $K_{TTE,i}$ не є фізичним коефіцієнтом корисної дії та не має одиниці вимірювання. Він характеризує відносний рівень комплексної триботехнічної ефективності технологічних варіантів, оцінених у межах одного експериментального масиву.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ОБГОВОРЕННЯ

Практична реалізація розробленої математичної моделі дозволила інтегрувати різнорідні масиви експериментальних триботехнічних даних у єдиний безрозмірний комплексний показник. Оскільки досліджувані фізичні характеристики (максимальне передзадирне навантаження, коефіцієнт тертя та інтенсивність зношування) мають різну розмірність і протилежні вектори цільової оптимізації, перехід до комплексного індексу K_{TTE} забезпечив можливість об’єктивного зваженого порівняння

досліджуваних технологій. Розрахунок інтегральних оцінок здійснювався диференційовано для кожної деталі прецизійного спряження «поршень – втулка блоку», оскільки формування їхніх робочих поверхонь базується на принципово різних фізико-хімічних методах модифікації.

Нижще наведено результати кількісної верифікації моделі, яка відображає відносну триботехнічну ефективність та еволюцію властивостей елементів пари тертя при послідовному ускладненні технологічних маршрутів їх відновлення порівняно із серійним (еталонним) станом.

Результати оцінювання технологій відновлення поршня показали, що для еталонного стану поршня за формулою (7) отримано:

$$K_{TTE,0} = 0{,}11956 \cdot 0{,}69663 + 0{,}30212 \cdot 0{,}56250 + 0{,}57832 \cdot 0{,}43750 = 0{,}50625 .$$

Для технологічного варіанта Т1 - (ВГН + WC–10Co–3Cr + Ar):

$$K_{TTE,1} = 0{,}11956 \cdot 0{,}85393 + 0{,}30212 \cdot 0{,}75000 + 0{,}57832 \cdot 0{,}77778 = 0{,}77849$$

Для технологічного варіанта Т2 - (ВГН + WC–10Co–3Cr + Ar + ІЕМП):

$$K_{TTE,2} = 0{,}11956 \cdot 1 + 0{,}30212 \cdot 1 + 0{,}57832 \cdot 1 = 1{,}00000.$$

Результати розрахунку комплексного індексу триботехнічної ефективності для досліджуваних технологічних станів поршня наведено в **таблиці 5**.

Таблиця 5 – Комплексний індекс триботехнічної ефективності технологій відновлення поршня

Варіант	K_{TTE}	Зміна щодо еталона
Еталон	0,50625	–
Т1 – ВГН + WC–10Co–3Cr + Ar	0,77849	+53,78 %
Т2 – ВГН + WC–10Co–3Cr + Ar + ІЕМП	1,00000	+97,54 %

Аналіз результатів **таблиці 5**, показав, що комплексний індекс триботехнічної ефективності послідовно збільшується від 0,50625 для еталонного стану до 0,77849 для технології Т1 - ВГН + WC–10Co–3Cr + Ar та до 1,00000 для технології Т2 з додатковим впливом ІЕМП.

Застосування WC–10Co–3Cr забезпечило підвищення інтегральної оцінки на 53,78 %, а додатковий вплив імпульсного електромагнітного поля забезпечив досягнення максимального значення $K_{TTE} = 1{,}00000$ у межах сформованої вибірки.

Отримана тенденція узгоджується з сучасними дослідженнями WC–Co–Cr-покриттів, у яких показано їх високу зносостійкість та залежність трибологічних характеристик від параметрів формування покриття (*Cui et al., 2022; Zhao et al., 2024*).

Розрахунки комплексного індексу триботехнічної ефективності для досліджуваних технологічних станів втулки показали, що для еталонного стану отримано:

$K_{TTE,0} = 0{,}59771$. Для втулки після електроконтактного напікання: $K_{TTE,1} = 0{,}83436$. Для втулки після електроконтактного напікання та УЗД: $K_{TTE,2} = 1{,}00000$.

Результати розрахунку комплексного індексу триботехнічної ефективності для технологічних станів втулки наведено в **таблиці 6.**

Таблиця 6 – Комплексний індекс триботехнічної ефективності технологій відновлення втулки

Варіант	K_{TTE}	Зміна щодо еталона
Еталон	0,59771	–
Напікання + В	0,83436	+39,59 %
Напікання + В + УЗД	1,00000	+67,33 %

Згідно з даними **таблиці 6**, електроконтактне напікання порошкової композиції з бором підвищило комплексний індекс від 0,59771 до 0,83436, а поєднання напікання з УЗД – до 1,00000 у межах сформованого експериментального масиву.

Експериментально це супроводжувалося збільшенням максимального передзадирного навантаження від 31,0 до 40,5 МПа, зменшенням коефіцієнта тертя від 0,016 до 0,011 та зменшенням інтенсивності зношування від 3,20 до $1,7024 \cdot 10^{-12}$ $мм^3 / (Н \cdot м)$.

Оскільки для поршня та втулки ентропійні ваги визначалися окремо, а нормування виконувалося щодо найкращого значення кожного відповідного експериментального масиву, абсолютні значення K_{TTE} різних груп не слід трактувати як безпосереднє ранжування поршня та втулки між собою.

Для коректного порівняння динаміки зміни ефективності доцільно використовувати відносний показник K_{rel}:

$$K_{rel,i} = \frac{K_{TTE,i}}{K_{TTE,0}}, \tag{8}$$

де $K_{TTE,i}$ - комплексний індекс триботехнічної ефективності i-го технологічного варіанта відновлення; $K_{TTE,0}$ - комплексний індекс триботехнічної ефективності еталонного (серійного) стану відповідної деталі.

Для поршня отримано значення: $K_{rel,T1} = 1,5378\ (+53,78\%)$, та $K_{rel,T2} = 1,9754\ (+97,54\%)$. Для втулки: $K_{rel,B1} = 1,3959\ (+39,59\%)$ та $K_{rel,B2} = 1,6733\ (+67,33\%)$.

Таким чином, у межах кожної окремої групи технологічний розвиток супроводжувався збільшенням комплексного показника. При цьому, ці значення не є підставою для прямого твердження про абсолютну перевагу відновлення поршня над відновленням втулки, оскільки відповідні індекси сформовано на різних нормованих масивах.

Графічну інтерпретацію порівняння відносного індексу K_{rel} наведено на **рис. 4**.

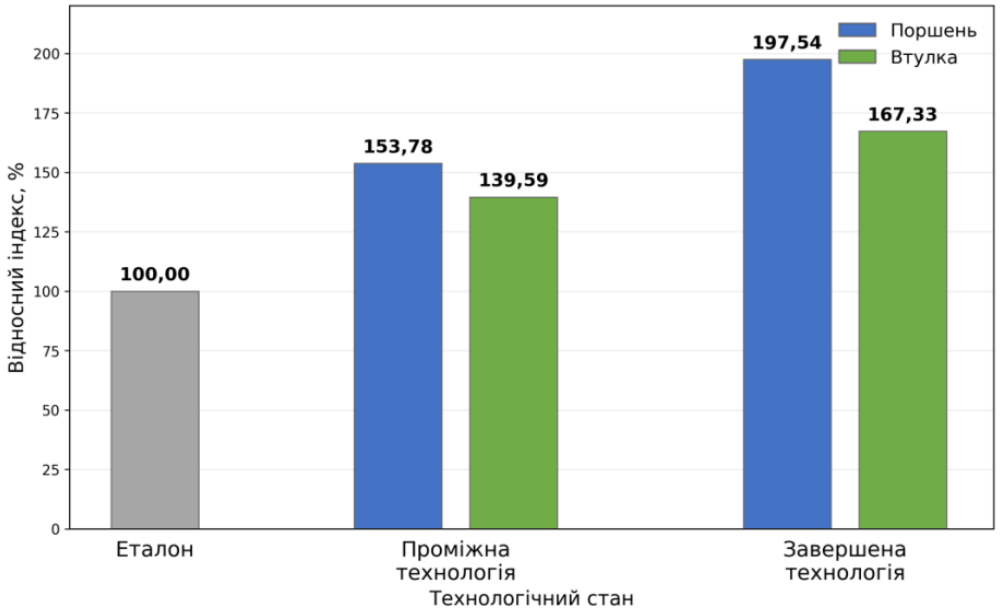


Рис. 4 – Відносна зміна комплексного індексу триботехнічної ефективності в межах окремих груп досліджуваних деталей

Детальний аналіз діаграми, представленої на **рис. 4**, дозволяє виявити закономірності відносного відгуку досліджуваних трибоспряжень на впровадження нових технологічних рішень.

Динаміка проміжних технологічних станів (Т1 та В1), показує, що перехід від вихідного серійного (еталонного) стану до проміжних технологій відновлення забезпечує суттєве підняття інтегрального рівня властивостей для обох деталей. Показник відносної ефективності для поршня (варіант Т1 - ВГН + WC–10Co–3Cr + Ar) досягає 1,5378, що свідчить про зростання інтегральної

якості поверхні на 53,78%. Для латунної втулки (варіант В1 - напікання + В) індекс K_{rel} становить 1,3959, тобто фіксується приріст на 39,59%. Така розбіжність вказує на те, що базове високошвидкісне газополуменеве напилення твердосплавного композиту на сталеву основу є дещо ефективнішим інструментом первинного формоутворення зносостійких шарів, ніж металургійне електроконтактне напікання на латунь.

Найбільш вагомий практичний інтерес викликає аналіз динаміки при переході до фінішних комбінованих операцій. Впровадження ІЕМП для поршня (варіант Т2) забезпечує додатковий «стрибок» відносної ефективності на 43,76% (від 1,5378 до 1,9754), майже подвоюючи триботехнічну якість елемента щодо еталона (+97,54%). Водночас застосування УЗД для втулки (варіант В2) піднімає показник K_{rel} з 1,3959 до 1,6733, що дає чистий приріст від фінішної операції на 27,74% (загалом +67,33% відносно базового стану). Фізично це підтверджує гіпотезу про те, що енергетичний вплив ІЕМП на гетерофазну структуру карбідного покриття (шляхом релаксації залишкових напружень та ущільнення) забезпечує вищий відносний приріст експлуатаційних параметрів, ніж деформаційне калібрування латуні за допомогою УЗД.

Представлений на **рис. 4** спосіб відносного відображення є методично коректнішим для інженерного аналізу, оскільки він нівелює різницю у вихідному фізико-хімічному стані та механічних властивостях різнорідних матеріалів (сталь ШХ15СГ проти латуні ЛМцСКА-58-2-2-1-1), фокусуючи увагу виключно на ефективності самого технологічного маршруту. Графік чітко демонструє, що попри кардинально різні принципи обробки поверхні, обидва компоненти прецизійної плунжерної пари мають висхідний характер технологічного розвитку.

Для підвищення інтерпретованості математичної моделі додатково визначали структурний внесок окремого критерію за виразом:

$$C_{ij} = w_j \cdot z_{ij}, \tag{9}$$

де C_{ij} – внесок j-го критерію у комплексний показник i-го технологічного варіанта.

Тоді:

$$K_{TTE,i} = C_{i1} + C_{i2} + C_{i3}. \tag{10}$$

Для проміжного технологічного варіанта поршня Т1 отримано: $C_1 = 0{,}10210$, $C_2 = 0{,}22659$, $C_3 = 0{,}44980$. Отже, $K_{TTE,T1} = 0{,}10210 + 0{,}22659 + 0{,}44980 = 0{,}77849$.

Для проміжного варіанта втулки В1: $C_1 = 0{,}11698$, $C_2 = 0{,}19838$, $C_3 = 0{,}51900$. Відповідно $K_{TTE,B1} = 0{,}11698 + 0{,}19838 + 0{,}51900 = 0{,}83436$.

Розраховані структурні внески максимального передзадирного навантаження, коефіцієнта тертя та інтенсивності зношування у формування комплексного індексу для проміжних технологічних станів наведено в **таблиці 7**.

Таблиця 7 – Структурний внесок критеріїв у комплексний індекс

Деталь і варіант	C_1, $P_{м.п}$	C_2, $f_{\min}$	C_3, I_w	K_{TTE}
Поршень, Т1	0,10210	0,22659	0,44980	0,77849
Втулка, В1	0,11698	0,19838	0,51900	0,83436

Як видно з **таблиці 7**, найбільший структурний внесок у комплексний індекс для обох проміжних технологічних станів забезпечує критерій інтенсивності зношування: 0,44980 - для поршня Т1 та 0,51900 - для втулки В1.

Для деталізації формування комплексного індексу структурні внески окремих триботехнічних критеріїв для проміжних технологічних станів порівняно на **рис. 5**.

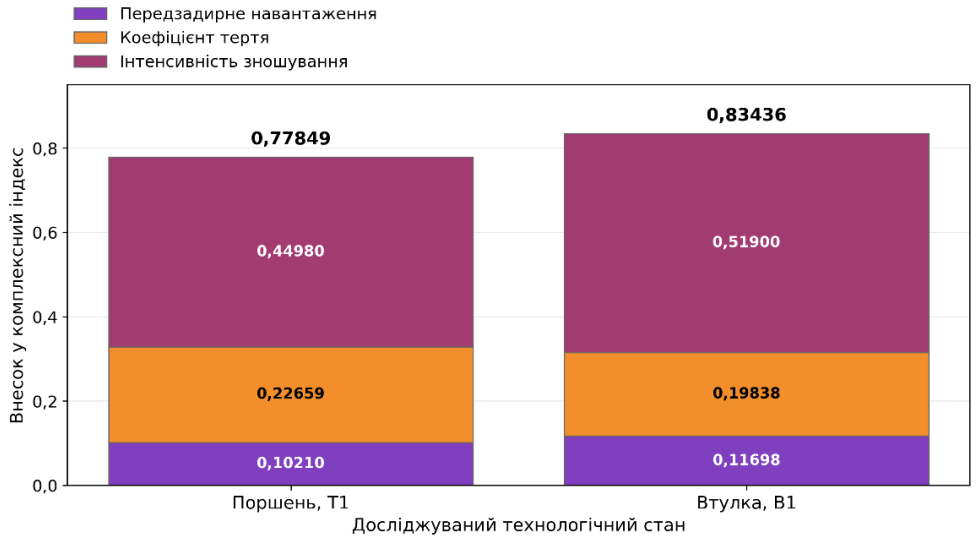


Рис. 5 – Структурний внесок триботехнічних критеріїв у комплексний індекс

Візуалізація та кількісний аналіз діаграми структурних внесків (**рис. 5**) показують, що найбільшу частку у формуванні підсумкового комплексного індексу для обох деталей забезпечує критерій інтенсивності зношування C_3. Його абсолютний внесок становить 0,44980 для сталевого поршня (Т1) та 0,51900 для латунної втулки (В1). У відсотковому відношенні до загального індексу K_{TTE} частка внеску зношування сягає 57,8% для поршня та 62,2% для втулки. Це підтверджує, що в рамках сформованих масивів даних саме швидкість деградації та лінійного руйнування фрикційного контакту є основним локомотивом підвищення загальної ефективності відновлених трибосистем.

Другим за вагою компонентом архітектури індексу є мінімальний коефіцієнт тертя C_2. Його внесок для поршня Т1 дорівнює 0,22659 (частка у структурі - 29,1%), тоді як для втулки В1 він становить 0,19838 (частка - 23,8%). Вища структурна значущість антифрикційного фактора для поршня обумовлена тим, що високошвидкісне газополуменеве напилення карбіду вольфраму суттєвіше трансформує мікрогеометрію та енергетичний рельєф поверхні саме рухомого елемента пари тертя, викликаючи вищу чутливість цього показника порівняно з нерухомим латунним контртілом.

Мінімальний внесок у структуру комплексного індексу забезпечує максимальне передзадирне навантаження C_1: 0,10210 – для поршня Т1 (частка – 13,1%) та 0,11698 – для втулки В1 (частка – 14,0%). Рівномірний та відносно низький розподіл часток цього критерію для обох деталей вказує на те, що хоча гранична навантажувальна здатність і зростає під дією нових технологій, її диференціюючий вплив на загальну оцінку залишається обмеженим через вищу стабільність вихідних експериментальних значень. Отриманий результат має фундаментальне значення для фізико-математичної інтерпретації моделі. Він переконливо демонструє, що інтегральний індекс триботехнічної ефективності не є абстрактною математичною згорткою, а чутливо відображає реальні фізичні зміни у фрикційному контакті. Завдяки деталізації через показник C_{ij}, інженер отримує чітку інформаційну основу для управління якістю ремонту: графік наочно вказує, що під час оптимізації технологічних маршрутів відновлення аксіально-поршневих гідромашин першочерговий акцент слід робити саме на забезпеченні кінетичних параметрів зносостійкості, оскільки вони формують понад 60% успішності відновлення прецизійних спряжень.

Отримані результати показали, що використання ентропійного підходу дозволило сформувати комплексну кількісну оцінку технологій відновлення на основі одночасного врахування несучої здатності, тертя та зношування.

Для сталевого поршня застосування WC–10Co–3Cr забезпечило позитивну зміну всіх трьох критеріїв. Додатковий вплив імпульсного електромагнітного поля супроводжувався подальшим

зростанням передзадирного навантаження та зменшенням коефіцієнта тертя й інтенсивності зношування. Така тенденція узгоджується із загальними результатами досліджень WC–Co–Cr-покриттів, де їх трибологічні характеристики пов'язують із мікроструктурою, фазовим складом, пористістю та умовами напилення (*Cui et al., 2022; Yin et al., 2023; Zhao et al., 2024*).

Сучасні дослідження також показують, що покриття, нанесені методом ВГН, зокрема композиції типу WC–10Co–4Cr, можуть істотно підвищувати зносостійкість поверхні. Водночас властивості таких покриттів залежать від режимів напилення, розміру частинок порошку та стану поверхні основи (Si et al., 2024; Zhao et al., 2024). Це підтверджує доцільність розгляду технології відновлення не як окремої операції, а як комплексного технологічного маршруту, що формує задані властивості поверхні.

Для втулки позитивна зміна комплексного індексу була пов'язана з послідовним поєднанням електроконтактного напікання та УЗД. При цьому, інтенсивність зношування отримала найбільшу ентропійну вагу. Важливо, що це не означає її абсолютної фізичної пріоритетності. Ентропійна вага характеризує лише інформаційну диференціюючу здатність показника в межах конкретної експериментальної вибірки.

Отриманий результат відповідає загальній логіці ентропійного підходу: показник, значення якого сильніше відрізняються між альтернативами, має більшу інформаційну значущість для їх диференціювання. Застосування такого принципу в інженерних багатокритеріальних задачах показано також .у сучасних дослідженнях вибору матеріалів та оптимізації технологічних процесів (*Kumar & Singh, 2023*)

Водночас запропонована модель має певні обмеження. По-перше, ентропійні ваги залежать від складу конкретного експериментального масиву. По-друге, інтегральний індекс враховує лише три триботехнічні характеристики та не містить безпосередніх економічних, технологічних і ресурсних критеріїв. По-третє, досліджувані технології поршня і втулки оцінювалися окремими групами, тому їх абсолютні значення K_{TTE} не повинні використовуватися для прямого міждетального ранжування.

Перспективи подальших досліджень полягають у переході від суто триботехнічної оцінки до комплексної техніко-економічної моделі вибору ремонтної технології. Для цього систему критеріїв доцільно доповнити показниками залишкового ресурсу деталей, собівартості та трудомісткості процесу, стабільності геометричних параметрів, а також оцінкою впливу відновлених спряжень на кінцевий об'ємний і механічний коефіцієнти корисної дії гідромашини.

Запропонований структурний показник C_{ij} додатково підвищує інтерпретованість моделі, оскільки дозволяє визначити, якою мірою кожний критерій формує підсумкову оцінку. Такий підхід може бути використаний як один із елементів інформаційної підтримки прийняття інженерних рішень при виборі технології відновлення.

ВИСНОВКИ

Розроблено математичну модель комплексного оцінювання триботехнічної ефективності технологій відновлення деталей поршневої пари аксіально-поршневих гідромашин на основі трьох критеріїв: максимального передзадирного навантаження, мінімального коефіцієнта тертя та інтенсивності зношування.

Встановлено спрямованість критеріїв: максимальне передзадирне навантаження є стимулятором, а мінімальний коефіцієнт тертя та інтенсивність зношування – дестимуляторами. Для їх приведення до єдиної безрозмірної шкали застосовано нормування щодо найкращих експериментальних значень.

Застосування методу ентропії Шеннона дозволило встановити об'єктивні інформаційні ваги критеріїв оцінювання. Найбільшу диференціюючу здатність в обох масивах даних виявила інтенсивність зношування (0,57832 для поршня та 0,64021 для втулки), тоді як ваги коефіцієнта тертя становили 0,30212 та 0,23445, а передзадирного навантаження – 0,11956 та 0,12533 відповідно.

Для поршня комплексний індекс триботехнічної ефективності збільшився від 0,50625 для еталонного стану до 0,77849 після нанесення WC–10Co–3Cr та до 1,00000 після додаткового впливуІЕМП. Відносне підвищення щодо еталона становило відповідно 53,78 і 97,54 %.

Для втулки комплексний індекс збільшився від 0,59771 для еталонного стану до 0,83436 після електроконтактного напікання та до 1,00000 після поєднання напікання з УЗД. Відносне підвищення щодо еталона становило відповідно 39,59 і 67,33 %.

Структурний аналіз показав, що найбільший внесок у комплексний індекс для проміжних технологічних станів забезпечувала інтенсивність зношування. Її внесок становив 0,44980 для поршня та 0,51900 для втулки.

Показано, що абсолютні значення комплексного індексу, сформовані для окремих експериментальних масивів, не слід використовувати для прямого ранжування поршня та втулки між собою. Для такого порівняння доцільно використовувати відносну зміну індексу щодо відповідного еталонного стану.

Запропонований підхід може бути використаний як математична складова інформаційної системи вибору ремонтно-відновлювальних технологій. Подальший розвиток моделі доцільно здійснювати шляхом включення ресурсних, технологічних та економічних критеріїв.

СПИСОК ПОСИЛАНЬ

Brauers, W. K., & Zavadskas, E. K. (2006). The MOORA method and its application to privatization in a transition economy. Control and Cybernetics, 35(2), 445–469. https://matwbn.icm.edu.pl/ksiazki/cc/cc35/cc35213.pdf

Cui, Q., Wang, Y., Zhang, X., Shu, W., Deng, X., Guo, W., Shi, W., Li, S., & Bei, X. (2022). Microstructure and wear resistance of HVOF sprayed WC-10Co-4Cr coating on Ti-6Al-4V. Journal of Thermal Spray Technology, 31(1), 70–75. https://doi.org/10.1007/s11666-021-01291-y

Dwivedi, P. P., & Sharma, D. K. (2022). Application of Shannon entropy and CoCoSo methods in selection of the most appropriate engineering sustainability components. Cleaner Materials, 5, Article 100118. https://doi.org/10.1016/j.clema.2022.100118

Ernst, M., Vacca, A., Ivantysynova, M., & Enevoldsen, G. (2020). Tailoring the bore surfaces of water hydraulic axial piston machines to piston tilt and deformation. Energies, 13(22), Article 5997. https://doi.org/10.3390/en13225997

Hong, S., Wu, Y., Zhang, J., Zheng, Y., Qin, Y., & Lin, J. (2015). Ultrasonic cavitation erosion of high-velocity oxygen-fuel (HVOF) sprayed near-nanostructured WC–10Co–4Cr coating in NaCl solution. Ultrasonics Sonochemistry, 26, 87–92. https://doi.org/10.1016/j.ultsonch.2015.01.001

Hwang, C. L., & Yoon, K. (1981). Multiple attribute decision making: Methods and applications. Springer-Verlag. https://doi.org/10.1007/978-3-642-48318-9

Kumar, R., & Singh, B. (2023). Multi-criteria optimization of tribological performance of surface-treated steel using entropy-weighted grey relational analysis. Journal of Materials Engineering and Performance, 32(8), 3540–3552. https://doi.org/10.1007/s11665-022-07412-0

Lin, Y., Wang, H., Wang, H., Tang, S., Hao, H., & Huang, J. (2024). A novel wear prediction method and wear characteristic analysis of piston/cylinder pair in axial piston pump. Wear, 550–551, Article 205402. https://doi.org/10.1016/j.wear.2024.205402

Melyantsov, P. T. (2025). Tekhnolohiia vidnovlennia vtulok bloku kachaiuchoho vuzla obiemnykh aksialno-porshnevykh hidromashyn [Technology of restoration of block sleeves of the pumping unit of volumetric axial-piston hydraulic machines]. InterConf+, 57(248), 543–560. https://doi.org/10.51582/interconf.19-20.05.2025.057

Melyantsov, P. T. (2026). Modeling of wear processes and resource-efficient restoration technologies for components of axial piston hydraulic machines. In P. T. Melyantsov (Ed.), Scientific thought development: Innovative technology, equipment and industry: Monographic series «European Science» (Book 51, Part 1, pp. 6–71). ScientificWorld-NetAkhatAV. https://doi.org/10.30890/2709-2313.2026-51-1-001

Paszota, Z. (2012). Theoretical and mathematical models of the torque of mechanical losses in the pump used in a hydrostatic drive. Polish Maritime Research, 18(4), 28–35. https://doi.org/10.2478/v10012-011-0026-7

Shannon, C. E. (1948). A mathematical theory of communication. Bell System Technical Journal, 27(3), 379–423. https://doi.org/10.1002/j.1538-7305.1948.tb01338.x

Si, C., Li, S., Zhao, L., Xu, S., & Chen, S. (2024). Effect of HVOF-sprayed nanostructured WC–10Co–4Cr coating on sliding wear and tensile–tensile fatigue properties of TC6 titanium alloy. International Journal of Refractory Metals and Hard Materials, 118, Article 106463. https://doi.org/10.1016/j.ijrmhm.2023.106463

Sristi, N. A., Zaman, P. B., & Dhar, N. R. (2024). Evaluation of entropy-coupled multi-criteria decision-making methods for enhancing machinability. Heliyon, 10(19), Article e38299. https://doi.org/10.1016/j.heliyon.2024.e38299

Tang, H., Ren, Y., & Zhang, J. (2023). Fluid-structure-thermal coupling analysis of lubricating gap film between piston and cylinder in axial piston pump. Journal of Mechanical Science and Technology, 37(4), 1845–1855. https://doi.org/10.1007/s12206-023-0327-3

Wang, H., Lin, N., Yuan, S., Liu, Z., Yu, Y., Zeng, Q., Fan, J., Li, D., & Wu, Y. (2024). Structural improvement, material selection and surface treatment for improved tribological performance of friction pairs in axial piston pumps: A review. Tribology International, 198, Article 109838. https://doi.org/10.1016/j.triboint.2024.109838

Yin, M., Shao, Y., Kang, X., Long, J., & Zhang, X. (2023). Fretting corrosion behavior of WC-10Co-4Cr coating on Inconel 690 alloy by HVOF thermal spraying. Tribology International, 177, Article 107975. https://doi.org/10.1016/j.triboint.2022.107975

Yin, W., Zhang, J., Wang, X., Zhang, Q., & Li, Y. (2024). Volumetric efficiency degradation prediction of axial piston pump based on friction and wear test. Heliyon, 10(17), Article e37334. https://doi.org/10.1016/j.heliyon.2024.e37334

Zecchi, M., & Ivantysynova, M. (2012). An elasto-hydrodynamic lubrication model for the cylinder block/valve plate interface of axial piston machines. Tribology International, 47, 10–23. https://doi.org/10.1016/j.triboint.2011.04.012

Zhao, X., Wang, Y., Lin, S., & Wang, Q. (2024). Study on the wear resistance and mechanism of HVOF-sprayed WC10Co4Cr coatings. Surface and Coatings Technology, 494, Article 131368. https://doi.org/10.1016/j.surfcoat.2024.131368

e-ISSN 2708-9754; ISSN 2307-1699
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, 2026, Вип. 52
AGRICULTURAL MACHINES, 2026, Vol. 52

AN ALGORITHM FOR DETERMINING TREE DIAMETER AND HEIGHT FROM LASER SCANNING DATA

O. Herasymchuk*, O. Herhel

Lutsk National Technical University, Lutsk, Ukraine

AGRICULTURAL MACHINES
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Key words:
Laser scanning,
point cloud,
TreeLS,
stem cross-section,
curve fitting,
tree mensuration

Article history:
Received 17.09.2026
Reviewed 02.10.2026
Approved 30.10.2026

Corresponding author:*
alex_gop_ukr@ukr.net

ABSTRACT

This paper presents a workflow for determining the diameter and height of individual trees from laser scanning data using the TreeLS package in R. The study aims to structure the point cloud processing algorithm, explain the purpose of its parameters, and demonstrate its application to a single tree. The workflow includes data loading, height normalization relative to the ground surface, removal of points with negative heights, voxel-based downsampling for tree detection, stem location mapping, assignment of tree identifiers to points, and extraction of stem points. Diameter is determined by fitting a circle to a horizontal slice using iteratively reweighted least squares. The slice is located at a height of 1.3 m and has a thickness of 0.1 m; the voxel size used for stem mapping is 0.02 m. Code implementing the main operations and a procedure for checking cross-sectional geometry are provided. Tree height is estimated as the maximum normalized vertical coordinate of the points assigned to the tree. The paper explains why this calculation requires verification that the treetop belongs to the target tree and is fully retained during spatial selection. For tree No. 1, the estimated diameter and height were 36.5 cm and 28.54 m, compared with field measurements of 38.2 cm and 28.30 m, respectively. The differences were −1.7 cm and +0.24 m, with relative deviations of −4.45% and +0.85%. These values describe a single application of the algorithm and do not constitute an assessment of its accuracy at the stand level. The practical value of the study lies in combining a sequence of commands, parameters, and checks that enable users to trace how the final estimates are obtained. Further research will involve expanding the sample, examining the effects of processing parameters, and independently evaluating diameter and height estimates. A distinction is also made between the preliminary radius estimate obtained during stem detection and the result of the final circle fitting.

DOI: 10.36910/acm.vi52.2342

To cite this article:
Herasymchuk, O. & Herhel, O. (2026). An algorithm for determining tree diameter and height from laser scanning data. *Agricultural Machines*, *52*, 167-174. https://doi.org/10.36910/acm.vi52.2342

e-ISSN 2708-9754; ISSN 2307-1699
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, 2026, Вип. 52
AGRICULTURAL MACHINES, 2026, Vol. 52

УДК 630*5:528.8

АЛГОРИТМ ВИЗНАЧЕННЯ ДІАМЕТРА ТА ВИСОТИ ДЕРЕВ ЗА ДАНИМИ ЛАЗЕРНОГО СКАНУВАННЯ

О.П. Герасимчук*, О.В. Гергель

Луцький національний технічний університет, Луцьк, Україна

AGRICULTURAL MACHINES
AM
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Ключові слова:
Лазерне сканування,
хмара точок,
TreeLS,
переріз стовбура,
апроксимація,
таксація дерев

Історія публікації:
Отримано 17.09.2026
Прорецензовано 02.10.2026
Затверджено до друку 30.10.2026

****Автор для листування:***
alex_gop_ukr@ukr.net

АНОТАЦІЯ

Розглянуто послідовність визначення діаметра та висоти окремих дерев за даними лазерного сканування із застосуванням пакета TreeLS у середовищі R. Мета роботи полягає у впорядкуванні алгоритму оброблення хмари точок, поясненні призначення його параметрів та демонстрації результату на прикладі одного дерева. Послідовність охоплює завантаження даних, нормалізацію висот відносно поверхні ґрунту, вилучення точок із від'ємними висотами, воксельне проріджування для пошуку дерев, визначення положення стовбурів, присвоєння точкам ідентифікаторів і виділення стовбурових точок. Діаметр визначають апроксимацією горизонтального шару колом із застосуванням ітеративно зваженого методу найменших квадратів. Висота шару становить 1,3 м, його товщина – 0,1 м, розмір вокселя для побудови карти стовбурів – 0,02 м. Наведено програмну реалізацію основних операцій та порядок перевірки геометрії перерізу. Висоту оцінюють за найбільшою нормалізованою висотною координатою точок, віднесених до дерева. Пояснено, чому такий розрахунок потребує контролю належності верхівки та повноти її збереження під час просторового відбору. Для дерева №1 отримано діаметр 36,5 см і висоту 28,54 м за польових значень відповідно 38,2 см та 28,30 м. Різниці становлять −1,7 см і +0,24 м, відносні відхилення – −4,45 % та +0,85 %. Ці значення характеризують окремий приклад застосування алгоритму і не є оцінкою його точності для насадження. Практичне значення роботи полягає у поєднанні послідовності команд, параметрів і перевірок, які дають змогу простежити формування кінцевих показників. Подальші дослідження передбачають розширення вибірки, перевірку впливу параметрів оброблення та незалежне оцінювання діаметра й висоти. Окремо розмежовано попередню оцінку радіуса під час пошуку стовбура та результат кінцевої апроксимації.

DOI: 10.36910/acm.vi52.2342

Цитувати цю статтю:
Герасимчук, О. П. & Гергель, О. В. (2026). Алгоритм визначення діаметра та висоти дерев за даними лазерного сканування. *Сільськогосподарські машини*, *52*, 167-174. https://doi.org/10.36910/acm.vi52.2342

ВСТУП

Діаметр стовбура та висота дерева належать до основних таксаційних показників. Їх використовують для оцінювання запасу та планування лісогосподарських заходів. Лазерне сканування дає змогу зберігати просторове представлення дерева у вигляді хмари точок. Перехід від хмари точок, отриманих в результаті лазерного сканування до таксаційних показників потребує визначення поверхні ґрунту, виокремлення окремого дерева, його стовбуру і застосування відповідної геометричної моделі.

АНАЛІЗ ОСТАННІХ ДОСЛІДЖЕНЬ І ПУБЛІКАЦІЙ

Порівняння статичного та ручного мобільного сканування, виконане *Bauwens et al. (2016)*, показує, що результат інвентаризації залежить від способу знімання й доступності поверхні стовбура. В огляді *Vandendaele et al. (2024)* систематизовано можливості повітряних і наземних платформ для лісових вимірювань. Наземне спостереження створює сприятливі умови для реєстрації нижньої частини стовбура, проте верхівка може залишатися закритою гілками або сусідніми кронами. Тому придатність хмари для визначення діаметра та висоти слід оцінювати окремо.

Для програмного визначення діаметра важливі дві послідовні операції: відбір точок стовбура та апроксимація його поверхні. *De Conto et al. (2017)* дослідили поєднання методів очищення й моделювання стовбурів і показали доцільність застосування перетворення Хафа разом зі стійкими методами апроксимації. Відповідні засоби реалізовано в пакеті TreeLS. Пакет дає змогу побудувати послідовність оброблення у вигляді алгоритму, явно задавати параметри та зберігати проміжні результати (*de Conto, 2020*).

Інший інструмент – пакет ITSMe – призначений для визначення структурних характеристик окремих дерев за хмарами точок і кількісними структурними моделями (*Terryn et al., 2023*). Він розширює набір доступних характеристик, зокрема показниками крони. Водночас, використання будь-якого пакета потребує коректного виділення дерева. Набір даних *Weiser et al. (2022)*, який поєднує лазерні хмари з вимірюваннями дерев, ілюструє значення узгоджених ідентифікаторів для перевірки результатів визначення таксаційних показників шляхом лазерного сканування.

В Україні цифрові способи визначення висоти розглянуто, зокрема, у працях *Бідолаха та ін. (2018)* і *Білоуса та ін. (2021)*. Перша робота досліджує застосування квадрокоптера з порівнянням показів висотомірів, друга – зіставлення наземних і фотограмметричних способів. Ці дослідження стосуються різних технологій вимірювання, проте підкреслюють спільну методичну вимогу: порівнювати показники того самого дерева та контролювати спосіб визначення його основи й верхівки.

Практична проблема полягає у переході від загальних можливостей програмного забезпечення до чіткої послідовності операцій. Без пояснення параметрів легко ототожнити попередній радіус, отриманий під час пошуку стовбура, з кінцевим або прийняти просторове обрізання за повну сегментацію дерева. У цій роботі систематизовано застосування наявних функцій TreeLS і визначено контрольні операції для кожного етапу. Розроблення нового математичного методу апроксимації не є предметом дослідження.

МЕТА СТАТТІ (ПОСТАНОВКА ЗАВДАННЯ)

Мета дослідження – систематизувати алгоритм і програмну реалізацію визначення діаметра та висоти дерев за даними лазерного сканування в TreeLS, пояснити параметри оброблення та продемонструвати порівняння результатів із польовим вимірюванням модельного дерева.

МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕННЯ

Використано надані Білоусом А. М. та Задорожнюком Р. М. матеріали лазерного сканування дерев і результати польових вимірювань. Авторський етап роботи охоплює оброблення в середовищі R та аналіз отриманих показників. Усі лінійні параметри алгоритму наведено для координат у метрах.

Розглянута хмара містить дерева з локальними позначеннями 1-3. Числове зіставлення виконано лише для дерева №1: у вихідному описі для нього наведено діаметр 38,2 см і висоту 28,30 м та результат TreeLS отримали 36,5 см і 28,54 м. Дерева №2 і №3 використано тільки для пояснення

графічного відображення. Це демонстраційний випадок застосування алгоритму, а не вибіркова оцінка насадження.

Функція readTLS() завантажує координати й атрибути точок. Після імпорту перевіряють кількість точок, одиниці, діапазони координат, наявність класифікації ґрунту та сторонніх об'єктів. Середовище RStudio можна використовувати для запуску сценарію, але розрахункові операції виконують функції R і відповідних пакетів.

Нормалізацію виконують функцією tlsNormalize(keep_ground = FALSE). Вона використовує модель поверхні ґрунту, а за відсутності класифікованих точок ґрунту передбачає їх автоматичне визначення. Параметр keep_ground = FALSE вилучає ці точки з результату (*de Conto, 2020*). Фізичний зміст нормалізації описує формула (1).

$$z_{n,i} = z_i - z_g(x_i, y_i) \quad (1)$$

де $z_{n,i}$ – нормалізована висота точки, м; z_i – її вихідна висотна координата, м; $z_g(x_i, y_i)$ – висота поверхні ґрунту в тому самому плановому положенні, м.

Після нормалізації перевіряють відлік біля основи стовбурів. Вилучення точок із Z<0 є операцією очищення, а не виправленням моделі ґрунту: за помилково завищеної поверхні можуть бути втрачені придатні дані спостереження. В алгоритмі зберігають проміжний стан до такого відбору для можливості перевірки.

Для пошуку положення дерев створюють проріджену копію нормалізованої хмари за допомогою tlsSample() та smp.voxelize(0.02). Простір поділяють на вокселі зі стороною 0,02 м. Зменшена кількість точок використовується на етапі побудови карти. Присвоєння ідентифікаторів і визначення діаметра здійснюються для непрорідженої нормалізованої хмари. Таким чином, воксель 0,02 м не є кроком округлення кінцевого діаметра.

Карту дерев отримують командою treeMap(thin, map.hough(min_density = 0.2), 0). Перетворення Хафа виявляє геометричні структури, подібні до перерізів стовбурів. Значення min_density є внутрішнім порогом щільності заповнення комірок. Після пошуку положення центрів накладають на вихідну хмару й перевіряють відсутність пропущених або хибно виділених стовбурів.

Функція treePoints(tls, map, trp.crop()) присвоює точкам TreeID за їхнім розташуванням у заданій околиці центра дерева. За документованими стандартними параметрами trp.crop(l = 1, circle = TRUE) це кругова область радіусом 1 м (de Conto, 2020). Такий відбір зручний для роботи зі стовбуром, але не відокремлює крону за її біологічними границями. Для похилого дерева або зміщеної верхівки частина потрібних точок може залишитися поза областю.

Стовбурові точки класифікують функцією stemPoints() з методом stm.hough(). В алгоритмі прийнято h_step = 0.25, max_d = 0.5, h_base = c(1, 2.5), pixel_size = 0.025, min_density = 0.05 та min_votes = 2. Інтервал h_base задає початкову ділянку для пошуку стовбура; він не обмежує весь аналіз висотами 1-2,5 м. Крок h_step визначає поділ стовбура на висотні шари, тоді як pixel_size задає розмір комірки для геометричного пошуку. Сукупність параметрів подано в табл.1.

Діаметр на висоті 1,3 м визначають функцією tlsInventory() з параметрами dh = 1.3 і dw = 0.1. Для апроксимації явно задано shapeFit(shape = «circle», algorithm = «irls»). Скорочення IRLS означає ітеративно зважений метод найменших квадратів. На послідовних ітераціях змінюються вага спостереження, що дає змогу зменшити вплив точок, які погано узгоджуються з моделлю. У реалізації TreeLS цей підхід поєднано з числовою оптимізацією параметрів кола (*de Conto, 2020*).

Таблиця 1 – Основні параметри алгоритму оброблення

Операція	Параметри	Призначення та контроль
Нормалізація	keep_ground = FALSE	Відлік від поверхні ґрунту; перевірка основи стовбурів
Пошукова копія хмари	smp.voxelize(0.02)	Воксель 0,02 м; використання тільки для побудови карти дерев
Пошук дерев	map.hough(min_density = 0.2)	Поріг щільності комірок; візуальний контроль центрів
Присвоєння TreeID	trp.crop()	Просторовий відбір навколо центра; окрема перевірка верхівки

Операція	Параметри	Призначення та контроль
Пошук стовбуро-вих точок	h_step = 0.25; max_d = 0.5	Висотний крок 0,25 м; найбільший очікуваний діаметр 0,5 м
Початковий пошук	h_base = c(1, 2.5)	Базовий інтервал 1-2,5 м для ініціалізації пошуку
Дискретизація та пороги	pixel_size = 0.025; min_density = 0.05; min_votes = 2	Комірка 0,025 м; поріг щільності та перетворення Хафа
Кінцевий діаметр	dh = 1.3; dw = 0.1; circle; irls	Коло за стовбуровими точками у шарі 1,25 < Z < 1,35 м
Висота	max(Z) за TreeID	Максимум висоти відібраних точок; контроль і належність верхівки

До апроксимації залучають лише точки, позначені як стовбурові, у шарі поблизу 1,3 м. У перевіреному відкритому коді tlsInventory() межі задаються строгими нерівностями: 1,25< Z <1,35 м. Контрольний відбір точок використовує той самий вираз. Це усуває розбіжність між набором для перевірки та набором для апроксимації на самих межах шару.

Поперечний переріз у горизонтальній площині описують колом за формулою (2). Отриманий Radius у таблиці інвентаризації є радіусом цієї моделі. Округлення виконують тільки під час формування таблиці для подання результатів.

Висоту розраховують за найбільшою нормалізованою координатою Z серед точок із відповідним TreeID. Максимум обчислюють за всіма відібраними точками дерева, а не лише за точками стовбура. Перед використанням результату необхідно перевірити належність найвищих точок і збереження верхівки.

$$(x_i - a)^2 + (y_i - b)^2 = r^2 \quad (2)$$

де x_i, y_i – планові координати точок, м;

a, b – координати центра апроксимованого кола, м; r – його радіус, м.

$$D_{1,3} = 200r \quad (3)$$

де $D_{1,3}$ — діаметр на висоті 1,3 м, см.

$$H_j = \max\{z_{n,i} : i \in P_j\} \quad (4)$$

де H_j – оцінка висоти j-го дерева, м;

P_j – множина точок, віднесених до нього;

$z_{n,i}$ – нормалізована висота точки, м.

Для демонстраційного дерева розраховано різницю між значенням TreeLS і польовим значенням. За одного дерева неможливо встановити систематичність відхилення, мінливість або довірчі межі точності. Тому середньоквадратичну похибку для насадження та статистичну значущість різниць не оцінювали.

$$\Delta q = q_1 - q_2 \quad (5)$$

$$\delta q = 100\,\Delta q / q_2 \quad (6)$$

де q_1 і q_2 – відповідно програмне та польове значення одного показника в однакових одиницях; Δq – різниця у сантиметрах для діаметра або метрах для висоти; δq – відносне відхилення, %.

ВИКЛАД ОСНОВНОГО МАТЕРІАЛУ

Результатом обробки є узгоджена послідовність імпорту, нормалізації, пошуку дерев, виділення стовбурів, апроксимації та формування таблиці.

Для відбору точок використано штатну функцію lidR::filter_poi(), щоб не змінювати вручну внутрішню таблицю об’єкта LAS. Сценарій зберігає неокруглені значення, окремо формує таблицю для представлення та записує інформацію про програмне середовище. Фіксація стану генератора випадкових чисел перед прорідженням допомагає повторювати відбір у сумісному середовищі.

На рис. 1 показано результат виділення стовбурових точок. Така візуалізація дає змогу перевірити, чи збігається виділена структура з видимим стовбуром і чи не включено значні частини сусідніх об’єктів. Планова схема на рис. 2 доповнює перевірку взаємним положенням дерев.

Для перевірки діаметра необхідні не лише Radius та Error, а й кількість точок, їхній висотний діапазон і просторовий розподіл по периметру. Велика кількість точок на вузькій дузі не рівноцінна повному охопленню стовбура. Невелике значення Error характеризує узгодженість із підібраною моделлю і не доводить відсутності зміщення відносно польового діаметра.

Слід розрізняти поле Radius у хмарі після stm.hough() та однойменне поле у результаті tlsInventory(). Перше містить попередню оцінку, пов'язану з дискретним пошуком, друге – результат кінцевої апроксимації. Для перевірки фактичного положення точок потрібно аналізувати їхні Z, а не лише значення h_radius.

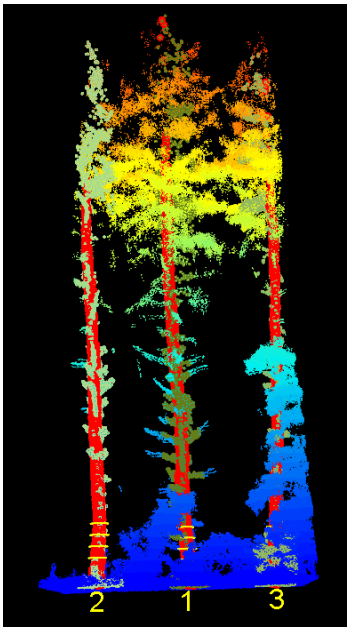


Рис. 1 – Хмара точок із виділеними стовбурами: 1-3 – локальні номери дерев; червоний колір – стовбурові точки; інші кольори відтворюють вихідне відображення хмари без кількісної висотної шкали

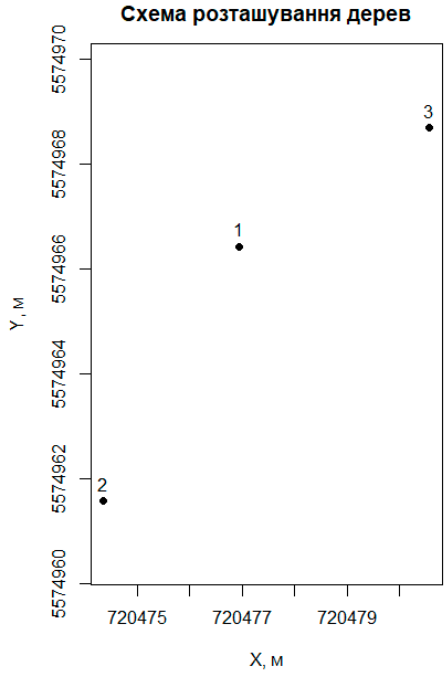


Рис. 2 – Планове положення дерев у системі координат: 1-3 – локальні номери дерев; X, Y - планові координати, м

Результати визначення показників наведено в табл. 2.

Таблиця 2 – Порівняння результатів для дерева №1

Показник	Польовий обмір	TreeLS, IRLS	Різниця Δq	Відносне відхилення δq, %
Діаметр на висоті 1,3 м, см	38,2	36,5	−1,7	−4,45
Висота, м	28,30	28,54	+0,24	+0,85

ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ

Діаметр, отриманий у TreeLS, становить 36,5 см і є на 1,7 см меншим від польового значення 38,2 см. Відносне відхилення дорівнює −4,45 %. Програмна оцінка висоти становить 28,54 м, що на 0,24 м, або на 0,85 %, перевищує польове значення 28,30 м. Відсотки розраховано за наведеними округленими вихідними показниками.

Для модельного дерева відносне розходження діаметрів більше, ніж висот. Однак це не означає, що визначення висоти за хмарою загалом точніше. Показники отримано різними операціями: діаметр характеризує локальний переріз, а висота залежить від найвищої точки та нормалізації. Різні знаки відхилень також не дають підстав застосовувати спільну поправку до обох показників.

Можливими причинами розходження діаметрів є неповне спостереження перерізу, нерівність кори, некругла форма стовбура та відмінність між польовим способом і круговою апроксимацією. Якщо польовий діаметр отримують з обхвату, він є еквівалентним діаметром кола; якщо мірною вилкою – залежить від напрямів прикладання.

Різниця висот може бути пов’язана як із візуванням верхівки під час польового обміру, так і з положенням ґрунтової поверхні, сторонніми найвищими точками або просторовим відбором хмари. Навіть близькість двох значень не засвідчує, що всі ці операції виконано безпомилково. Українські дослідження вимірювань висоти також показують необхідність оцінювати конкретний спосіб спостереження й контрольних процедур (*Білоус та ін., 2021*).

Наступним етапом передбачається формування вибірки дерев різних діаметрів і форми стовбурів. Для кожного дерева слід фіксувати дату сканування й вимірювання, модель приладу, спосіб визначення діаметра та висоти, повторність спостережень і характеристики хмари. Це дасть змогу окремо оцінити середнє зміщення, середню абсолютну та середньоквадратичну різниці, а також залежність відхилень від розмірів дерев.

Доцільно перевірити чутливість результатів до розміру вокселя, товщини шару навколо 1,3 м, параметрів пошуку стовбурів і способу апроксимації. Змінювати параметри потрібно за визначеним планом і оцінювати їх на незалежних контрольних деревах, щоб не підбирати налаштування лише під один відомий діаметр. Для похилих і некруглих стовбурів варто порівняти горизонтальне коло з просторовою моделлю циліндра.

Окреме завдання – перевірка виділення повної крони та верхівки. Потрібно порівняти просторове обрізання з методами сегментації цілого дерева. Після перевірки базових показників можна перейти до профілю стовбура, характеристик крони та структурних моделей, зокрема з використанням ITSMe (*Terryn et al., 2023*).

ВИСНОВКИ

1. Систематизовано алгоритм визначення діаметра та висоти дерев у TreeLS: від нормалізації хмари й пошуку стовбурів до апроксимації перерізу та формування підсумкових записів.

2. В запропонованому алгоритмі послідовності діаметр визначають круговою апроксимацією методом ітеративно зважених найменших квадратів у шарі завтовшки 0,1 м навколо висоти 1,3 м. Воксельне проріджування зі стороною 0,02 м застосовують для пошуку дерев; кінцеву апроксимацію виконують за непрорідженою нормалізованою хмарою.

3. Для модельного дерева діаметр за TreeLS становив 36,5 см проти 38,2 см за польовим обміром, висота – 28,54 м проти 28,30 м. Різниці дорівнюють відповідно −1,7 см (−4,45 %) та +0,24 м (+0,85 %).

4. Умовами коректного застосування алгоритму є перевірка поверхні грунту, просторового охоплення перерізу та належності верхівки. Подальша перевірка потребує розширеної вибірки зіставлених дерев і дослідження впливу параметрів обробки.

СПИСОК ПОСИЛАНЬ

Bauwens S., Bartholomeus H., Calders K., Lejeune P. Forest inventory with terrestrial LiDAR: A comparison of static and hand-held mobile laser scanning. Forests. 2016. Vol. 7, No. 6. Article 127. DOI: https://doi.org/10.3390/f7060127.

de Conto T. TreeLS: Terrestrial point cloud processing of forest data. Version 2.0.2 : R package documentation. 2020. URL: https://rdrr.io/cran/TreeLS/.

de Conto T., Olofsson K., Görgens E. B., Rodriguez L. C. E., Almeida G. Performance of stem denoising and stem modelling algorithms on single tree point clouds from terrestrial laser scanning. Computers and Electronics in Agriculture. 2017. Vol. 143. P. 165–176. DOI: https://doi.org/10.1016/j.compag.2017.10.019.

Terryn L., Calders K., Åkerblom M., Bartholomeus H., Disney M., Levick S., Origo N., Raumonen P., Verbeeck H. Analysing individual 3D tree structure using the R package ITSMe. Methods in Ecology and Evolution. 2023. Vol. 14, No. 1. P. 231–241. DOI: https://doi.org/10.1111/2041-210X.14026.

Vandendaele B., Pelletier G., Hurley Poitras P., Saunders J. High-density LiDAR point clouds in precision forestry: Insights from seven years of research & development. Edmundston : Northern Hardwoods Research Institute, 2024.

Weiser H., Schäfer J., Winiwarter L., Krašovec N., Fassnacht F. E., Höfle B. Individual tree point clouds and tree measurements from multi-platform laser scanning in German forests. Earth System Science Data. 2022. Vol. 14, No. 7. P. 2989–3012. DOI: https://doi.org/10.5194/essd-14-2989-2022.

Бідолах Д. І., Білоус А. М., Кузьович В. С. Вимірювання висоти дерев і чагарників із використанням квадрокоптера. Науковий вісник НЛТУ України. 2018. Т. 28, № 1. С. 24–27. DOI: https://doi.org/10.15421/40280104.

Білоус А. М., Дячук П. П., Задорожнюк Р. М., Мацала М. С., Бур'янчук М. М. Точність вимірювання висоти дерев різними способами. Український журнал лісівництва та деревинознавства. 2021. Т. 12, № 1. С. 6–16. DOI: https://doi.org/10.31548/forest2021.01.001.

e-ISSN 2708-9754; ISSN 2307-1699
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, 2026, Вип. 52
AGRICULTURAL MACHINES, 2026, Vol. 52

THEORETICAL JUSTIFICATION OF HYDRAULIC AND PHYSICOCHEMICAL PROCESSES IN INTEGRATED SCOTS PINE NEEDLE PROCESSING

O. Tkachuk*

Lutsk National Technical University, Lutsk, Ukraine

AGRICULTURAL MACHINES
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Key words:
scots pine needle processing,
mass transfer,
phase equilibrium,
liquid retention
energy demand

Article history:
Received 22.09.2026
Reviewed 04.10.2026
Approved 30.10.2026

****Corresponding author:***
alexgop2017@gmail.com

ABSTRACT

This study examines the interrelationship between hydraulic and physicochemical processes in the integrated processing of Scots pine (Pinus sylvestris L.) needles. The research addresses the need to coordinate operating conditions for aqueous extract production and subsequent utilization of the fibrous residue. The aim is to provide a theoretical basis for determining the water volume, extraction time, and material purification conditions. The methodology employs mass and energy balances, phase equilibrium and mass transfer kinetics equations, and differential analysis. Analytical expressions are derived for the extract concentration and the amount of extractives remaining in the material during an isothermal batch process. The effects of liquid retention on the actual product yield and the carryover of soluble substances to the subsequent stage are established. The minimum extraction time and the condition for achieving a specified yield are determined. Under the equilibrium approximation and assuming a linear relationship between specific energy consumption and water volume, an expression for the energy-efficient water volume is obtained. Dimensionless calculations indicate that the yield at maximum energy efficiency is 0.5635, compared with the target value of 0.60. The residue mass balance is coupled with a kinetic model of alkaline treatment. An allowable treatment time interval is established subject to constraints on the proportion and retention of the target fibrous fraction. The allocation of water among successive washing stages under complete mixing is justified. The influence of mechanical dewatering on subsequent drying is determined. The derived relationships are verified through dimensional analysis, limiting-case analysis, and numerical integration. Practical application of the proposed model requires experimental determination of its coefficients for the specific feedstock composition.

DOI: 10.36910/acm.vi52.2344

To cite this article:
Tkachuk, O. (2026). Theoretical justification of hydraulic and physicochemical processes in integrated Scots pine needle processing. *Agricultural Machines*, *52*, 175–188. https://doi.org/10.36910/acm.vi52.2344

e-ISSN 2708-9754; ISSN 2307-1699
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, 2026, Вип. 52
AGRICULTURAL MACHINES, 2026, Vol. 52

УДК 664.83:633.491

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ГІДРАВЛІЧНИХ ТА ФІЗИКО-ХІМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ КОМПЛЕКСНОЇ ПЕРЕРОБКИ ХВОЇ СОСНИ ЗВИЧАЙНОЇ

О.Л. Ткачук*

Луцький національний технічний університет, Луцьк, Україна

AGRICULTURAL MACHINES
АСМ
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Ключові слова:
переробка хвої,
масоперенесення,
фазова рівновага,
утримання рідини,
енерговитрати,

Історія публікації:
Отримано 22.09.2026
Прорецензовано 04.10.2026
Затверджено до друку 30.10.2026

Автор для листування:*
alexgop2017@gmail.com

АНОТАЦІЯ

У статті розглянуто взаємозв'язок гідравлічних та фізико-хімічних процесів комплексної переробки хвої сосни звичайної. Актуальність дослідження зумовлена необхідністю узгодження режимів одержання водного екстракту та подальшого використання волокнистого залишку. Мета роботи полягає в теоретичному обґрунтуванні об'єму води, тривалості екстрагування й умов очищення матеріалу. Для дослідження використано матеріальні та енергетичні баланси, рівняння фазової рівноваги й кінетики масоперенесення, диференціальний аналіз. Отримано аналітичні залежності концентрації екстракту й залишку екстрактивних речовин у матеріалі для періодичного ізотермічного процесу. Установлено вплив утримання рідини на фактичний вихід продукту та перенесення розчинних речовин на наступну стадію. Визначено мінімальну тривалість екстрагування й умову досяжності заданого виходу. Для рівноважного наближення та лінійної залежності питомих енерговитрат від об'єму води отримано вираз енергетично раціонального об'єму. За безрозмірного розрахунку вихід у точці енергетичного максимуму становить 0,5635, тоді як задане значення дорівнює 0,60. Матеріальний баланс залишку пов'язано з кінетичною моделлю лужного оброблення. Установлено допустимий інтервал тривалості оброблення за обмежень на частку та збереження цільової волокнистої фракції. Для послідовних промивань за повного перемішування обґрунтовано розподіл води між стадіями. Визначено вплив механічного зневоднення на настіпні процеси сушіння. Отримані залежності перевірено за розмірностями, граничними випадками чисельним інтегруванням. Практичне застосування розробленої моделі потребує експериментального визначення її коефіцієнтів в залежності від конкретного складу сировини.

DOI: 10.36910/acm.vi52.2344

Цитувати цю статтю:
Ткачук, О. Л. (2026). Теоретичне обґрунтування гідравлічних та фізико-хімічних процесів комплексної переробки хвої сосни звичайної. *Сільськогосподарські машини*, *52*, 175–188. https://doi.org/10.36910/acm.vi52.2344

СТАН ПИТАННЯ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Раціональне використання хвої сосни звичайної передбачає поєднання кількох напрямів її переробки. Після відділення хвої від гілок із неї можна вилучати водорозчинні речовини, а твердий залишок використовувати для одержання волокнистого матеріалу. Реалізація такої технології потребує узгодження гідравлічних та фізико-хімічних процесів. Тиск і витрата води визначають енергетичні витрати гідроструминного відділення, тоді як об'єм рідини, тривалість екстрагування й умови очищення впливають на вихід продуктів на наступних стадіях переробки.

У попередніх дослідженнях запропоновано гідроструминний спосіб відділення хвої сосни звичайної та розроблено принципову схему установки для його реалізації (*Герасимчук та ін., 2025*). Для подальшого використання хвої обґрунтовано технологічний режим виділення волокна (*Ткачук та ін., 2024*). Отримані результати дають змогу розглядати ці операції як складові комплексної технології. Водночас вибір їхніх параметрів потребує врахування кількості екстрагованих речовин, що залишаються у хвої після водного оброблення, та об'єму рідини, який переходить разом із матеріалом на наступну стадію.

Перспективність використання соснової хвої як сировини для виготовлення матеріалів також розглянуто в дослідженні композиційних плит з ізоціанатним зв'язувальним (*Gupta et al., 2010*). Для одержання волокнистого продукту важливо встановити вплив попереднього вилучення екстрактивних речовин на подальше очищення сировини. При цьому вихід волокнистої фракції та її механічні властивості є окремими показниками, які потребують відповідних методів оцінювання.

Відомі способи вилучення біологічно активних речовин із рослинної сировини відрізняються за видом розчинника, температурою та характером впливу на матеріал (*Azmir et al., 2013*). Для вибору способу переробки необхідно враховувати як вихід продукту, так і витрати води й енергії, що відповідає принципам екологічно орієнтованої екстракції (*Chemat et al., 2012*). Дослідження рослинних фенольних сполук показують важливість контролю складу одержаного екстракту (*Dai & Mumper, 2010).* Тому розрахунок загальної маси водорозчинних речовин доцільно доповнювати визначенням вмісту цільових компонентів.

Для теоретичного опису екстрагування використовують рівняння матеріального балансу, фазової рівноваги та швидкості масоперенесення. Можливості застосування таких моделей під час проєктування обладнання розглянуто з урахуванням особливостей рослинної сировини (*Both et al., 2014*). Експериментальне дослідження кінетики екстрагування дає змогу встановити параметри, необхідні для розрахунку тривалості процесу (*Simeonov et al., 1999*). Для хвої сосни ці параметри мають визначатися з урахуванням її стану та умов підготовки.

Перенесення речовини всередині рослинного матеріалу може бути описане дифузійними рівняннями. Їхні розв'язки залежать від форми частинки та граничних умов (*Crank, 1975*). Зв'язок дифузійного опису з усередненими кінетичними залежностями розглянуто, зокрема, для сферичних частинок (*Glueckauf, 1955*). Для розрахунку комплексної переробки доцільно використати рівняння з лінійною рушійною силою, в якому вплив перенесення враховується ефективним кінетичним коефіцієнтом. Його значення визначається для досліджуваної сировини й прийнятих умов оброблення.

Зміна концентрації речовини в обмеженому об'ємі розчинника впливає на швидкість екстрагування та його кінцевий результат. Відповідні рівняння масоперенесення досліджено на прикладі вилучення речовин із ванілі (*Castillo-Santos et al., 2017*). Для багатоступеневих процесів запропоновано алгоритм розрахунку й оптимізації протитечійного екстрактора (*Castillo-Santos et al., 2016*), а також модель рівноважного вилучення фенольних сполук із виноградних вичавок (*de Mattos & Zecchi, 2025*). Ці праці показують, що результат залежить від кількості розчинника, рівноважного розподілу речовини та послідовності контактування фаз. У разі періодичного оброблення хвої зазначені чинники можна пов'язати аналітичними залежностями.

Після екстрагування частина розчину залишається у матеріалі. Внаслідок цього кількість відібраного продукту залежить від ефективності розділення твердої та рідкої фаз. Закономірності фільтрування, промивання й механічного зневоднення узагальнено в праці (*Anlauf, 2019*). Зменшення об'єму утриманої рідини дозволяє збільшити відбір екстракту та скоротити перенесення розчинених

речовин на наступні операції. Отже, цей об'єм необхідно враховувати в загальному матеріальному балансі переробки хвої.

Гідравлічний розрахунок підготовчих операцій передбачає визначення витрати води та потужності приводу насоса. При цьому необхідно враховувати режим течії й можливість виникнення кавітації. Фізичні основи кавітаційних явищ розглянуто (*Brennen, 1995*). Для подальшого теоретичного обґрунтування прийнято однофазну подачу води без розвиненої кавітації, а витрати енергії визначаються за перепадом тиску, подачею насоса та коефіцієнтом корисної дії приводу.

Одержання волокнистого матеріалу передбачає видалення компонентів, що супроводжують цільову фракцію. Хімічні способи оброблення природних волокон розглянуто в оглядах (*Li et al, 2007*) та (*Kabir et al., 2012*). Результат такої обробки залежить від складу сировини, концентрації реагентів і тривалості процесу. Тому під час вибору режиму лужного очищення хвої необхідно узгоджувати повноту видалення нецільових компонентів зі збереженням волокнистої фракції. Це потребує окремого опису швидкостей зміни обох складових матеріалу.

Подальші промивання й сушіння визначають витрати води та теплової енергії. Для рослинних волокон суттєве значення має взаємодія структури матеріалу з вологою (*Célino et al., 2014*). Вільна рідина видаляється під час механічного зневоднення, а залишкова волога – під час сушіння, розрахунок якого ґрунтується на тепловому балансі (*Mujumdar, 2014*). Таким чином, ефективність попереднього розділення фаз впливає на енергоємність завершальної стадії переробки.

Практичне використання математичної моделі потребує надійного визначення її коефіцієнтів. Підходи до оцінювання ідентифікованості параметрів динамічних моделей наведено (*Raue et al., 2009*). Для екстрагування необхідно окремо встановити початковий запас доступних речовин, коефіцієнт рівноважного розподілу та кінетичну характеристику процесу. Це дає змогу визначити перелік вимірювань, потрібних для подальшої експериментальної перевірки отриманих залежностей.

Виходячи з аналізу розглянутих досліджень, можна визначити потребу в узгодженому розрахунку послідовних операцій переробки хвої. Такий розрахунок має пов'язувати об'єм води й тривалість екстрагування з фактичним відбором екстракту, подальшим очищенням волокнистого залишку та витратами енергії. Це дозволить обґрунтувати допустимі поєднання технологічних параметрів і встановити умови їх раціонального вибору.

Мета дослідження – теоретичне обґрунтування взаємозв'язку гідравлічних та фізико-хімічних процесів комплексної переробки хвої сосни звичайної для визначення об'єму води, тривалості екстрагування й умов подальшого очищення волокнистого матеріалу.

МАТЕРІАЛИ І МЕТОДИ

Дослідження має теоретичний характер і грунтується на законах збереження маси та енергії, рівняннях фазової рівноваги й кінетики масоперенесення. Для встановлення раціональних параметрів використано диференціювання цільових функцій та безрозмірний аналіз. Отримані аналітичні залежності перевірено чисельним інтегруванням методом Рунге-Кутти четвертого порядку та сітковим пошуком екстремуму.

Для розрахунку прийнято послідовність, що включає відділення хвої, водне екстрагування, розділення фаз, лужне очищення, промивання та сушіння. Матеріальний баланс екстрагування складено для вже відокремленої хвої. Витрати енергії на її відділення враховано окремо. Початкову кількість екстрактивних речовин визначають після підготовчої операції, з урахуванням можливого переходу частини цих речовин у технологічну воду.

Під час моделювання водного екстрагування прийнято постійну температуру, сталий об'єм рідини та її повне перемішування. Екстраковані речовини розглянуто як одну умовну фракцію з ефективними коефіцієнтами рівноваги й масоперенесення. Хімічні перетворення цієї фракції та зміни пористої структури матеріалу в межах водної стадії не враховувалися. Лінійну залежність фазової рівноваги застосовано в діапазоні, де вона узгоджується з властивостями системи.

До розрахункового об'єму V включено всю рідину, доступну для масообміну, зокрема рідину в доступних порах матеріалу. Величина q характеризує запас речовини, який залишається в матеріалі поза цією рідкою фазою.

Для лужного очищення та промивання використано окремі розрахункові залежності, наведені нижче. Основні позначення, прийняті під час складання матеріального балансу, подано в **табл. 1**.

Нерозчинна частка S включає волокнисті та інші компоненти, що зберігаються після водного оброблення. Питомий об'єм рідини h віднесено до маси S. Якщо його визначати відносно всієї початкової маси хвої, відповідне відношення становитиме $V/m_0 = h/(1 + q_0)$. В обох випадках об'єм рідини має враховувати початкову вологу сировини, доступну для масообміну.

Таблиця 1 – Основні позначення та одиниці вимірювання

Позначення	Фізичний зміст	Одиниця вимірювання
m_0	Початкова суха маса хвої на вході екстрактора	кг
S	Суха маса нерозчинної у воді частини хвої	кг
X_0	Початковий запас модельованої екстрагованої фракції	кг
q, q_0	Запас екстрагованої фракції в матеріалі на одиницю S	кг/кг
c	Концентрація фракції в контактній рідині	кг/м³
V, L	Об'єм контактної та утриманої після відділення рідини	м³
h = V/S, r = L/S	Об'єм рідини та її утримання на одиницю нерозчинної частини	м³/кг
K	Коефіцієнт лінійної рівноваги $q^* = Kc$	м³/кг
k	Ефективний кінетичний коефіцієнт	$с^{-1}$
t, b	Час та приведена кінетична стала	с; $с^{-1}$
M_e, R	Вилучена та передана на наступну стадію екстрактивна маса	кг
Y	Вилучена частка від початкового запасу X_0	%

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ОБГОВОРЕННЯ

Для встановлення виходу екстракту розглянемо зміну кількості речовини у твердій та рідкій фазах. Початкову суху масу хвої визначимо як суму нерозчинної частини та доступної екстрагованої фракції:

$$m_0 = S + X_0 = S(1 + q_0), \qquad X_0 = Sq_0. \tag{1}$$

Для чистої води початкова концентрація екстрагованих речовин дорівнює нулю, тобто c(0) = 0. Матеріальний баланс і лінійну умову фазової рівноваги запишемо у вигляді:

$$Sq(t) + Vc(t) = Sq_0, \qquad q^* = Kc. \tag{2}$$

Швидкість переходу речовини з матеріалу в рідину визначимо за різницею між поточним і рівноважним запасами:

$$\frac{dq}{dt} = -k(q - Kc), \qquad k > 0. \tag{3}$$

де k — ефективний кінетичний коефіцієнт, $с^{-1}$. Рівняння (3) описує наближення системи до рівноваги за прийнятих умов оброблення. Значення k узагальнює вплив масоперенесення; його зв'язок із коефіцієнтом дифузії встановлюється з урахуванням форми та структури частинки (*Crank, 1975; Glueckauf, 1955*).

Із матеріального балансу (2) отримаємо $q = q_0 - h \cdot c$ та $dq/dt = -h\, dc/dt$. Підставивши ці вирази в (3), визначимо:

$$\frac{dc}{dt} + k\left(1 + \frac{K}{h}\right)c = \frac{kq_0}{h}. \tag{4}$$

Для скорочення запису введемо $b = k(1 + K/h)$. Помноживши рівняння (4) на exp(bt), отримаємо $d[c\exp(bt)]/dt = (kq_0/h)\exp(bt)$. Після інтегрування з урахуванням початкової умови концентрація становитиме:

$$c(t) = \frac{q_0}{h+K}\left(1 - e^{-bt}\right), \qquad b = k\left(1 + \frac{K}{h}\right). \tag{5}$$

Відповідно, запас екстрактивних речовин у матеріалі визначається залежністю:

$$q(t) = q_0\,\frac{K + he^{-bt}}{h+K}. \tag{6}$$

Отримані залежності задовольняють початкові умови та матеріальний баланс. Зі збільшенням тривалості процесу концентрація наближається до $c_\infty = q_0/(h + K)$, а запас речовини в матеріалі – до $q_\infty = Kc_\infty$. Таким чином, об'єм води й коефіцієнт рівноважного розподілу визначають граничний результат екстрагування.

У разі повторного використання води її початкову концентрацію позначимо c_i. Тоді розв'язок матиме вигляд:

$$c(t) = c_{eq} + \left(c_i - c_{eq}\right)e^{-bt}, \qquad c_{eq} = \frac{q_0 + hc_i}{h+K}. \tag{7}$$

Початковий перехід речовини з хвої у воду відбувається за умови $q_0 > Kc_i$. Під час визначення виходу поточної партії кількість речовини, внесеної з водою, що повторно використовується, враховують окремо. Подальші залежності наведено для $c_i = 0$.

Після розділення фаз частина рідини об'ємом L залишається у хвої, а об'єм відібраного екстракту становить $V - L$. За $h > r$ масу вилучених речовин і їхню частку від початкового запасу визначимо:

$$M_e = (V - L)c = S(h - r)c, \qquad Y = \frac{M_e}{X_0} = \frac{h-r}{h+K}\left(1 - e^{-bt}\right). \tag{8}$$

Загальна частка речовини, що перейшла в рідку фазу, становить hc/q_0. Частина rc/q_0 залишається разом з утриманою рідиною у матеріалі. Отже, для визначення фактичного виходу потрібно враховувати одночасно концентрацію та об'єм відібраного екстракту.

Кількість екстрагованих речовин, що надходять на подальше очищення, складається із залишку в матеріалі та речовин, що утримуються розчином:

$$R = Sq + Lc = X_0 - M_e = X_0(1 - Y). \tag{9}$$

Загальна суха маса потоку після відділення екстракту становитиме:

$$m =_1 S + R = m_0 - M_e. \tag{10}$$

До величини m_1 входять нерозчинна частина хвої та всі речовини, які залишаться. Рівняння (10) складено за умови збереження твердих частинок. За їх винесення з фільтратом відповідні втрати додатково вводять у баланс.

Щоб оцінити вплив механічного зневоднення, продиференціюємо залежності (8) і (9) за r за незмінних інших параметрів:

$$\frac{\partial Y}{\partial r} = -\frac{1 - e^{-bt}}{h+K} < 0, \qquad \frac{\partial R}{\partial r} = X_0\frac{1 - e^{-bt}}{h+K} > 0. \tag{11}$$

Із залежностей (11) видно, що зменшення утримання рідини збільшує вихід екстракту та знижує кількість розчинних речовин, які переходять на стадію лужного оброблення. Величина r залежить від способу розділення, перепаду тиску, тривалості операцій (*Anlauf, 2019*). Її визначають для прийнятої

операції розділення. Зміна витрати лугу при цьому залежатиме також від реакційної здатності залишкових компонентів.

За наближення процесу до рівноваги фактичний вихід екстрактивних речовин становитиме:

$$Y_\infty = \frac{h-r}{h+K} < 1. \quad (12)$$

Для досягнення заданого виходу Y_t протягом скінченного часу необхідно, щоб $0 < Y_t < Y\infty$. Підставивши (12), отримаємо умову вибору питомого об'єму води:

$$h > \frac{r+Y_tK}{1-Y_t}. \quad (13)$$

Знак строгої нерівності в (13) означає, що об'єм води має перевищувати рівноважне граничне значення. При рівності заданий вихід досягається лише за $t \to \infty$. Тому місткість екстрактора слід визначати з урахуванням прийнятної тривалості процесу.

Розв'язавши рівняння (8) відносно часу, визначимо мінімальну тривалість екстрагування:

$$t_{min} = \frac{-1}{k(1+K/h)} \ln\left[1 - Y_t\frac{h+K}{h-r}\right]. \quad (14)$$

Для існування цього розв'язку аргумент логарифма має належати інтервалу (0; 1). Якщо тривалість процесу задана, із (8) можна визначити допустиме утримання рідини:

$$r \le h - \frac{Y_t(h+K)}{1-e^{-bt}}. \quad (15)$$

Залежність (15) дозволяє встановити вимоги до механічного зневоднення. За від'ємної правої частини заданий вихід не забезпечується навіть при L = 0, що потребує зміни об'єму води або тривалості екстрагування.

Додаткове обмеження виникає, якщо концентрація екстракту має бути не нижчою за c_{min}. Необхідна рівноважна умова має вигляд:

$$h \le \frac{q_0}{c_{min}} - K. \quad (16)$$

Для заданого часу концентрацію уточнюють за (5). Таким чином, необхідна повнота вилучення задає нижню межу об'єму води, а концентрація продукту – верхню. За відсутності спільного допустимого діапазону потрібно змінювати схему розділення, застосовувати багатоступеневе екстрагування або додаткове концентрування.

Витрати електроенергії на гідроструминне відділення хвої визначимо за перепадом тиску на насосі Δp_p, подачею Q та загальним коефіцієнтом корисної дії насосного приводу η_p протягом часу t_p:

$$E_p = \int_0^{t_p} \frac{\Delta p_p(\tau)Q(\tau)}{\eta_p(\tau)}\, d\tau. \quad (17)$$

Для N однакових сопел за сталого режиму сумарна витрата води становить $Q = NC_dA\sqrt{2\Delta p_n/\rho}$, де C_d — коефіцієнт витрати; A — площа отвору сопла, м²; Δp_n — перепад тиску на соплі, Па; ρ — густина води, кг/м³. Перепад тиску на насосі додатково враховує втрати в трубопроводах. За незмінної геометрії, постійного ККД та малих втрат у системі підведення енерговитрати пропорційні Δp_n. Отже, підвищення тиску збільшує одночасно витрату води й потребу в енергії. Мінімальний тиск для відділення хвої встановлюють за силовою умовою, розглянутою в попередньому дослідженні (*Герасимчук та ін., 2025*). Гідравлічний розрахунок виконано для однофазної течії без розвиненої кавітації (*Brennen, 1995*).

Енергію, необхідну для нагрівання хвої, води й апарата від температури T_0 до T_e, визначимо за тепловим балансом:

$$E_{heat} = \frac{(Sc_s + X_0 c_x + \rho V c_w + C_a)(T_e - T_0) + Q_{loss}}{\eta_h}. \quad (18)$$

де c_s, c_x, c_w – питомі теплоємності нерозчинної частини, екстрактивної фракції та води, Дж/(кг·К); C_a – теплоємність апарата, Дж/К; Q_{loss} – втрати теплоти, Дж; η_h – коефіцієнт ефективності підведення теплоти. За наявності випаровування або теплових ефектів до балансу додають відповідні складові.

Загальні витрати енергії визначають як суму витрат на гідроструминне відділення E_p, нагрівання E_{heat}, підтримання температури E_{hold}, механічне оброблення E_{roll}, лужне оброблення E_{alk}, промивання E_{wash} і сушіння E_{dry} з відніманням фактично використаної рекуперованої енергії E_{rec}: $E_\Sigma = E_p + E_{heat} + E_{hold} + E_{roll} + E_{alk} + E_{wash} + E_{dry} - E_{rec}$. Усі складові відносять до однієї партії сировини.

Для встановлення впливу об'єму води розглянемо процес, близький до рівноваги. Приймемо r і K сталими, а питомі витрати енергії на одиницю S – лінійними: $e(h) = e_0 + ah$, де $e_0 > 0$ – постійна складова, Дж/кг; $a > 0$ — приріст енерговитрат на одиницю об'єму води, Дж/м³. Відхилення кінетичного множника від одиниці не перевищує 1 % за $b_t \geq 4{,}605$.

Як критерій вибору приймемо масу відібраних екстрактивних речовин на одиницю витраченої енергії:

$$J(h) = \frac{M_e}{E} = \frac{q_0(h-r)}{(h+K)(e_0+ah)}. \quad (19)$$

Для визначення максимуму продиференціюємо (19) за h:

$$J'(h) = q_0 \frac{(K+r)(e_0+ah) - a(h-r)(h+K)}{(h+K)^2(e_0+ah)^2}. \quad (20)$$

Після розкриття дужок чисельник похідної дорівнює $-ah^2 + 2arh + e_0(K+r) + arK$. Його похідна становить $-2a(h-r) < 0$ для $h > r$. Оскільки при $h = r$ чисельник додатний, а при необмеженому збільшенні h стає від'ємним, функція має єдину точку максимуму. Прирівнявши чисельник до нуля, отримаємо:

$$h_* = r + \sqrt{(r+K)\left(r + \frac{e_0}{a}\right)}. \quad (21)$$

Другий корінь рівняння не належить області $h > r$. При $h \to r+$ та $h \to \infty$ значення критерію J наближається до нуля. Отримане h* зіставляють із допустимим діапазоном $[h_l; h_u]$, визначеним місткістю апарата, умовами змочування, необхідним виходом і концентрацією екстракту. Якщо h* виходить за цей діапазон, вибирають найближчу допустиму межу. Для процесу зі скінченною тривалістю повноту вилучення перевіряють за (8).

Якщо вплив кінетики суттєвий, за сталих k і r умова максимуму набуває вигляду:

$$\frac{1}{h-r} - \frac{1}{h+K} - \frac{ktK}{h^2(e^{bt}-1)} - \frac{a}{e_0+ah} = 0. \quad (22)$$

Рівняння (22) розв'язують чисельно. Значення критерію порівнюють у знайдених стаціонарних точках і на допустимих межах. За залежності k, r або енерговитрат наступних операцій від h ці зв'язки додатково враховують під час диференціювання.

Для заданого об'єму води приймемо залежність енерговитрат від часу $E(t) = B + Pt$, де $B > 0$ — енергія підготовки й нагрівання, Дж; $P > 0$ – стала потужність підтримання режиму, Вт. Тоді критерій M_e/E пропорційний $(1 - \exp(-bt))/(B + Pt)$. Прирівнявши його похідну до нуля, отримаємо рівняння для визначення часу t*:

$$e^{bt_*} = 1 + bt_* + \frac{bB}{P}. \quad (23)$$

Функція $\exp(z)-1-z$ за $z=bt>0$ монотонно зростає від нуля, тому рівняння (23) має єдиний додатний корінь. Отриманий час зіставляють із t_{min} за (14). Якщо $t^* < t_{min}$, приймають $t = t_{min}$. За $P = 0$ енергетичний критерій зростає з часом і не має скінченного внутрішнього максимуму. Залежності (21) і (23) визначають окремі задачі визначення об'єму й часу.

Для оцінювання наступного лужного оброблення позначимо F_0 масу цільової волокнистої фракції в нерозчинній частині хвої, а A_0 – масу решти сухих речовин перед цією операцією. За умови збереження F_0 під час водного екстрагування отримаємо:

$$A_0 = S - F_0 + X_0(1 - Y). \tag{24}$$

До F_0 відносять цільовий волокнистий матеріал, тому його маса може відрізнятися від маси хімічно чистої целюлози. Якщо попереднє нагрівання змінює цю фракцію, у розрахунок вводять експериментально визначену залежність F_0 від температури, часу й об'єму води.

Лужне оброблення впливає на склад і поверхню рослинних волокон (*Li et al., 2007; Kabir et al., 2012*). Для встановлення допустимої тривалості очищення потрібно враховувати одночасне видалення нецільових компонентів та можливу втрату цільової фракції.

Розглянемо дві послідовні ванни й приймемо кінетику першого порядку для кожної фракції:

$$\frac{dA}{dt} = -a_j A, \qquad \frac{dF}{dt} = -b_j F, \qquad j = 1,2. \tag{25}$$

де a_j і b_j — ефективні коефіцієнти видалення нецільової та втрати цільової фракцій у j-й ванні, c^{-1}. Їх прийнято сталими в межах кожної операції. Рівняння (25) є феноменологічним наближенням для фракцій вихідної сировини; внесений луг і утворені солі осаду обліковують окремо. За наявності домішок, що не видалилися, до балансу вводять додаткову залишкову складову.

Після інтегрування рівнянь для двох послідовних оброблень тривалістю t_j отримаємо:

$$A_2 = A_0 e^{-\Lambda_A}, \quad F_2 = F_0 e^{-\Lambda_F}, \quad \Lambda_A = \sum_{j=1}^{2} a_j t_j, \quad \Lambda_F = \sum_{j=1}^{2} b_j t_j. \tag{26}$$

Масову частку цільової фракції p та частку її збереження ζ визначимо:

$$p = \frac{F_2}{F_2 + A_2} = \left[1 + \frac{A_0}{F_0} e^{-(\Lambda_A - \Lambda_F)}\right]^{-1}, \qquad \zeta = \frac{F_2}{F_0} = e^{-\Lambda_F}. \tag{27}$$

Для забезпечення заданих p_t і ζ_t необхідно виконати умови:

$$\Lambda_A - \Lambda_F \geq \ln\left(\frac{A_0}{F_0}\frac{p_t}{1-p_t}\right), \qquad \Lambda_F \leq -\ln\zeta_t. \tag{28}$$

Якщо права частина першої нерівності (28) від'ємна, початкова частка цільового компонента вже відповідає вимозі. Для однакових сталих коефіцієнтів $a > b > 0$ та сумарної тривалості τ допустимий інтервал часу становитиме:

$$\max\left\{0, \frac{\ln[(A_0/F_0)p_t/(1-p_t)]}{a-b}\right\} \leq \tau \leq \frac{-\ln\zeta_t}{b}. \tag{29}$$

За відсутності спільного інтервалу в (29) прийнятий режим не забезпечує одночасно необхідного очищення й збереження матеріалу. Якщо $a \leq b$, частка цільової фракції не зростатиме. За $b = 0$ обмеження тривалості за цією фракцією відсутнє.

Щоб встановити вплив водного екстрагування на очищення, підставимо (24) в (28). Необхідна різниця кінетичних експозицій $H = \Lambda_A - \Lambda_F$ визначатиметься залежністю:

$$H_{req} = \ln\left[\frac{S - F_0 + X_0(1-Y)}{F_0}\frac{p_t}{1-p_t}\right], \qquad \frac{dH_{req}}{dY} = -\frac{X_0}{A_0} < 0. \tag{30}$$

Із (30) випливає, що збільшення виходу екстракту зменшує необхідну різницю тривалості процесу за незмінних F_0, a_j та b_j. Таким чином, попереднє вилучення водорозчинних речовин впливає на умови подальшого очищення. Отримана залежність характеризує масовий склад продукту. Міцність, довжину й придатність волокон до використання визначають окремо.

Для двованного лужного оброблення хвої в попередньому дослідженні наведено концентрацію NaOH 50 г/л, температуру близько 100 °C та тривалість 10 і 30 хв (*Ткачук та ін., 2024*). Ці умови використано як технологічну основу подальшої перевірки моделі. За концентрації C_n = 50 кг/м³ і об'ємів свіжих розчинів V_1 та V_2 маса внесеного NaOH становить $C_n(V_1 + V_2)$. Для визначення питомої витрати її відносять до маси обробленої хвої. За повторного використання розчинів додатково враховують перенесення рідини між ваннами та залишкову концентрацію вільного лугу.

Після лужного оброблення матеріал містить утриманий розчин і вологу, що утримується структурою волокон (*Célino et al., 2014*). Для розрахунку промивання розглянемо видалення розчинної речовини з вільної рідини. Приймемо, що ця речовина не сорбується матеріалом і не бере участі в хімічних реакціях.

Нехай після кожного розділення фаз у матеріалі залишається однаковий об'єм рідини L_w. Під час j-го промивання додають W_j свіжої води та повністю перемішують рідку фазу. Тоді $c_j(L_w + W_j) = c_{j-1}L_w$, де c_{j-1} і c_j — концентрації перед промиванням та після нього. Для n послідовних промивань отримаємо:

$$\frac{c_n}{c_0} = \prod_{j=1}^{n} \frac{L_w}{L_w + W_j}. \tag{31}$$

За заданої загальної витрати $W = \Sigma W_j$ найменша залишкова концентрація відповідає найбільшому добутку (L_w+W_j). З увігнутості функції $\ln(L_w+W_j)$ випливає, що максимум суми логарифмів досягається за $W_j=W/n$. Отже, воду доцільно розподіляти порівну між однаковими стадіями:

$$\frac{c_n}{c_0} = \left(1 + \frac{W}{nL_w}\right)^{-n}, \qquad W_{min} = nL_w\left[\left(\frac{c_0}{c_{lim}}\right)^{1/n} - 1\right]. \tag{32}$$

де c_0 – початкова концентрація розчинної речовини; c_{lim} – її допустима концентрація після промивання; W_{min} – мінімальний сумарний об'єм свіжої води для n стадій. За фіксованого W та $n \to \infty$ відношення c_n/c_0 наближається до $\exp(-W/L_w)$. Тому подальше збільшення кількості промивань має обмежений ефект і потребує додаткового обладнання та часу. Для протитечійної схеми складають окремі міжступеневі баланси (*Castillo-Santos et al., 2016; de Mattos & Zecchi, 2025*). Застосування (32) до залишкових реагентів потребує перевірки прийнятих припущень щодо сорбції та реакцій.

Для розрахунку сушіння позначимо початкову та кінцеву вологість через u_i й u_f, кг води на кг сухого матеріалу, а суху масу продукту – M_f. З урахуванням випаровування води, нагрівання та втрат теплоти потреба в енергії становитиме (*Mujumdar, 2014*):

$$E_{dry} \simeq \frac{M_f(u_i - u_f)L_v + Q_{sensible} + Q_{loss,d}}{\eta_d}. \tag{33}$$

де L_v – питома теплота пароутворення, Дж/кг; $Q_{sensible}$ – теплота нагрівання матеріалу й обладнання, Дж; $Q_{loss,d}$ – втрати теплоти під час сушіння, Дж; η_d – коефіцієнт ефективності підведення теплоти. Зменшення початкової вологості на Δu скорочує складову енергії випаровування на $M_f\Delta uL_v/\eta_d$ за незмінних інших умов.

Для порівняння впливу параметрів перейдемо до безрозмірних величин. За $K > 0$ введемо $x = h/K$, $R_r = r/K$, $\theta = kt$ та $\delta = e_0/(aK)$. Тоді залежності виходу, енергетичного критерію та оптимального об'єму води набудуть вигляду:

$$Y = \frac{x - R_r}{x+1}\left[1 - e^{-\theta(1+1/x)}\right], \qquad j_\infty = \frac{x - R_r}{(x+1)(x+\delta)}, \qquad x_* = R_r + \sqrt{(R_r+1)(R_r+\delta)}. \tag{34}$$

де $j_\infty = JaK/q_0$. Для аналізу прийнято умовні значення параметрів, що дозволяють показати характер зміни розрахункових показників. Залежність виходу від питомого об'єму води й тривалості екстрагування наведено на **рис. 1**, а окремі результати розрахунку – в **табл. 2**.

За $R_r = 0,5$ та $x = 4$ рівноважний вихід становить 0,70. Для одержання $Y_t = 0,60$ необхідний час $\theta_{min} = 1,557$ (у безрозмірній системі). Значення $x = 3,25$ відповідає рівноважній межі для такого виходу. Отже, для його досягнення протягом скінченного часу потрібно приймати $x > 3,25$.

Як видно з **табл. 2**, збільшення об'єму води підвищує вихід і скорочує мінімальний час досягнення $Y_t = 0,60$. За $x = 2$ цей вихід недосяжний, оскільки рівноважне значення дорівнює лише 0,50. Для $x = 8$ необхідний час зменшується до 1,132.

Залежність енергетичного критерію від об'єму води має виражений максимум (**рис. 2**). За $R_r = 0,5$ та $\delta = 2$ отримано $x^* = 2,4365$, якому відповідає рівноважний вихід 0,5635. Для забезпечення $Y_t = 0,60$ цей об'єм є недостатнім. Тому вибір режиму за енергетичним критерієм необхідно узгоджувати з вимогами до повноти вилучення речовин.

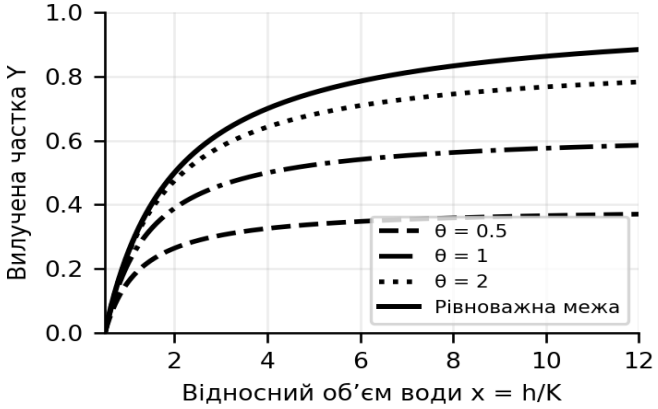


Рис. 1 – Залежність виходу екстрактивних речовин від відносного об'єму води та безрозмірного часу за $R_r = 0,5$

Таблиця 2 – Розрахункові показники екстрагування за $R_r = 0,5$

x	Y за θ = 1	Y∞	Умова для $Y_t = 0,60$
2	0,3884	0,5000	Недосяжно
4	0,4994	0,7000	$\theta \geq 1,557$
8	0,5628	0,8333	$\theta \geq 1,132$

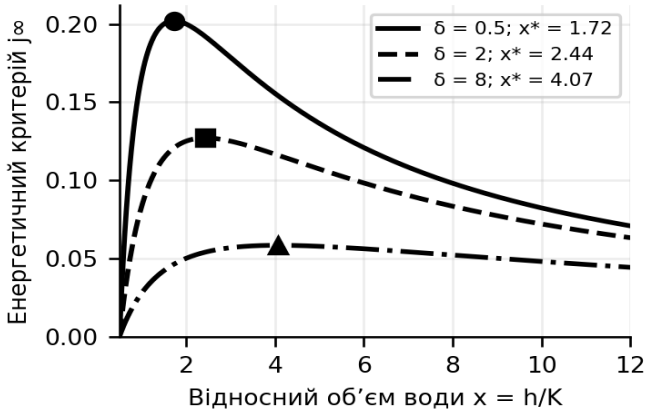


Рис. 2 – Залежність безрозмірного енергетичного критерію від відносного об'єму води за $R_r = 0,5$ та різних δ

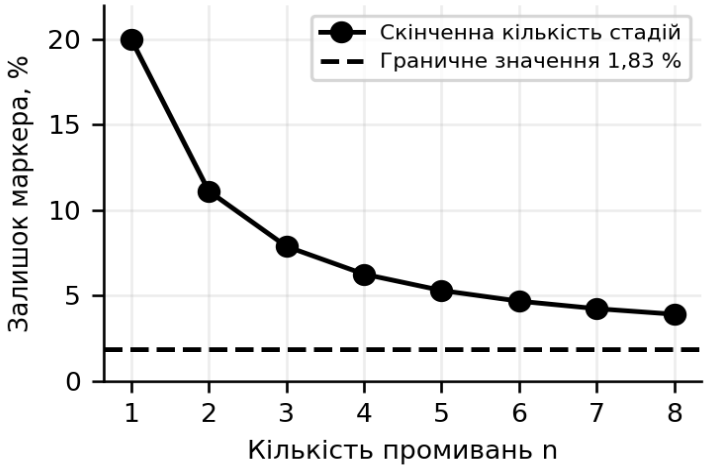


Рис. 3 – Залежність залишкової концентрації речовини від кількості промивань за $W/L_w = 4$

Результати розрахунку промивання за (32) наведено на **рис. 3**. За $W/L_w=4$ одне промивання залишає 20,00 % початкової концентрації розчинної речовини, два – 11,11 %, чотири – 6,25 %. Зі збільшенням кількості стадій відношення концентрацій наближається до 1,83 %. Ці значення отримано для прийнятої моделі повного перемішування та сталого утримання рідини.

Під час перевірки встановлено узгодженість розмірностей отриманих залежностей. Величини q і Kc мають одиниці кг/кг, коефіцієнт b – c^{-1}, а добуток bt є безрозмірним. Відношення e_0/a має одиниці $м^3/кг$, що відповідає розмірності h* у (21). У рівнянні (23) величина bB/P безрозмірна.

Перевірка граничних випадків показала, що за t = 0 вихід дорівнює нулю, при $t\to\infty$ наближається до (12), а при $h \to r$ – зменшується до нуля через відсутність відібраної рідини. За $r \to 0$ мінімізуються втрати речовини з утриманим розчином. При $K \to 0$ розмірна модель дає $Y = (1 - r/h)(1 - \exp(-kt))$; безрозмірні залежності (34) у цьому випадку не застосовуються. За $h\to\infty$ і сталого t вихід наближається до $1 - \exp(-kt)$, що відображає вплив тривалості масоперенесення.

Для встановлення чутливості результату до кінетичного коефіцієнта визначимо нормовану похідну за незмінних інших параметрів:

$$S_k = \frac{k}{Y}\frac{\partial Y}{\partial k} = \frac{bt}{e^{bt}-1}. \qquad (35)$$

За малого bt чутливість наближається до одиниці, а при наближенні до рівноваги зменшується до нуля. Тому для визначення k необхідні вимірювання на ділянці активної зміни концентрації. Коефіцієнт K установлюють за рівноважними даними для кількох об'ємів води та незалежно визначеним q_0. Одна кінетична крива за невідомого q_0 дозволяє визначити лише поєднання $q_0/(h + K)$ і $k(1 + K/h)$. Практичну точність оцінок за експериментальними даними надалі можна перевірити методом профілю правдоподібності (*Raue et al., 2009*).

Для чисельної перевірки прийнято $q_0 = 0{,}3$ кг/кг, $h = 0{,}008$ $м^3/кг$, $K = 0{,}002$ $м^3/кг$, $k = 0{,}001$ $с^{-1}$ та $t = 2000$ с. Інтегрування рівняння (4) виконано з кроком 0,5 с. Відхилення концентрації від аналітичного розв'язку (5) становило менше 10^{-9} $кг/м^3$, а нормована нев'язка матеріального балансу — менше 10^{-12}. За $R_r = 0{,}5$ і $\delta = 2$ значення $x^* = 2{,}436492$ відрізнялося від результату сіткового пошуку менш ніж на $5\cdot10^{-5}$. Отримані показники підтверджують обчислювальну узгодженість залежностей для тестових параметрів.

Для переходу від розрахунково-теоретичних прикладів до вибору режимів переробки конкретної сировини необхідно визначити параметри, наведені в **табл. 3**. Результати таких вимірювань становитимуть основу експериментальної перевірки моделі.

Таблиця 3 – Вихідні дані для визначення параметрів моделі

Параметр або зв'язок	Що потрібно для кількісного застосування

Параметр або зв'язок	Що потрібно для кількісного застосування
q_0, S	Суха маса й незалежно визначений запас доступної водорозчинної фракції
K	Рівноважні концентрації за кількох об'ємів води
k	Концентрації або маси продукту в часі a відомих q_0, K, h
r	Утримана рідина після конкретного способу відділення
e_0, a, B, P	Тепловий розрахунок або вимірювання витрат енергії
F_0, a_j, b_j	Фракційний склад і зміна цільової та нецільової фракцій у ваннах
Lw	Утримання промивної рідини після кожного відділення

Модель застосовується за прийнятих припущень щодо рівноваги, кінетики та збереження фракцій. За суттєвих відмінностей між компонентами екстракту складають окремі матеріальні баланси. Зміну температури враховують через залежності k і K від температури, а необоротні перетворення речовин – додатковими кінетичними членами.

ВИСНОВКИ

У статті теоретично обґрунтовано взаємозв'язок гідравлічних та фізико-хімічних процесів комплексної переробки хвої сосни звичайної. Розроблена модель поєднує водне екстрагування, відділення рідини, очищення волокнистого залишку, промивання та сушіння. Енерговитрати гідроструминного відділення враховано через перепад тиску, подачу насоса й коефіцієнт корисної дії приводу.

Отримано аналітичну залежність фактичного виходу екстрактивних речовин від об'єму води, тривалості процесу, фазової рівноваги та утримання рідини матеріалом. Установлено умову досяжності заданого виходу й мінімальну тривалість екстрагування. Це дозволяє узгоджувати місткість екстрактора з вимогами до розділення фаз.

Для рівноважного наближення та лінійної залежності питомих енерговитрат від об'єму води визначено єдиний максимум маси відібраних речовин на одиницю енергії. Показано, що відповідний об'єм потрібно додатково перевіряти за умовами повноти вилучення й концентрації продукту. В умовному розрахунку за $R_r = 0,5$ і $\delta = 2$ енергетичному максимуму відповідає вихід 0,5635, що є недостатнім для заданого значення 0,60.

Матеріальний баланс залишку дозволив пов'язати вихід екстракту з умовами наступного лужного очищення. Для прийнятої кінетики першого порядку встановлено допустимий інтервал тривалості, який забезпечує задану частку цільової фракції та її збереження. Збільшення попереднього вилучення екстрактивних речовин зменшує необхідну різницю тривалості та інтенсивності впливу за незмінних інших параметрів.

Для послідовних промивань за повного перемішування та сталого утримання рідини встановлено доцільність рівного розподілу загального об'єму свіжої води між стадіями. Визначено граничну залишкову концентрацію та показано вплив попереднього механічного зневоднення на витрати енергії під час сушіння.

Отримані залежності можуть бути використані для розрахункового обґрунтування комплексної технології після визначення коефіцієнтів рівноваги, кінетики, утримання рідини та вибірковості очищення для конкретної сировини. Подальші дослідження доцільно спрямувати на експериментальне визначення цих параметрів.

СПИСОК ПОСИЛАНЬ

Anlauf, H. (2019). *Wet cake filtration: Fundamentals, equipment, and strategies*. Wiley-VCH. https://doi.org/10.1002/9783527820665.

Azmir, J., Zaidul, I. S. M., Rahman, M. M., Sharif, K. M., Mohamed, A., Sahena, F., Jahurul, M. H. A., Ghafoor, K., Norulaini, N. A. N., & Omar, A. K. M. (2013). Techniques for extraction of bioactive compounds from plant materials: A review. *Journal of Food Engineering, 117*(4), 426–436. https://doi.org/10.1016/j.jfoodeng.2013.01.014

Both, S., Koudous, I., Jenelten, U., & Strube, J. (2014). Model-based equipment-design for plant-based extraction processes – considering botanic and thermodynamic aspects. *Comptes Rendus Chimie, 17*(3), 187–196. https://doi.org/10.1016/j.crci.2013.11.004.

Brennen, C. E. (1995). *Cavitation and bubble dynamics*. Oxford University Press. https://doi.org/10.1093/oso/9780195094091.001.0001.

Castillo-Santos, K., Aguirre-Alonso, R. O., Rodríguez-Jimenes, G. C., Robles-Olvera, V. J., Salgado-Cervantes, M. A., & García-Alvarado, M. A. (2016). An optimization based algorithm for solving design problems of counter-current multistage batch solid–liquid extractors for complex systems: Application to vanilla extract. *Computers & Chemical Engineering, 89*, 53–61. https://doi.org/10.1016/j.compchemeng.2016.03.004.

Castillo-Santos, K., Ruiz-López, I. I., Rodríguez-Jimenes, G. C., Carrillo-Ahumada, J., & García-Alvarado, M. A. (2017). Analysis of mass transfer equations during solid-liquid extraction and its application for vanilla extraction kinetics modeling. *Journal of Food Engineering, 192*, 36–44. https://doi.org/10.1016/j.jfoodeng.2016.07.020.

Célino, A., Fréour, S., Jacquemin, F., & Casari, P. (2014). The hygroscopic behavior of plant fibers: A review. *Frontiers in Chemistry, 1*, 43. https://doi.org/10.3389/fchem.2013.00043.

Chemat, F., Vian, M. A., & Cravotto, G. (2012). Green extraction of natural products: Concept and principles. *International Journal of Molecular Sciences, 13*(7), 8615–8627. https://doi.org/10.3390/ijms13078615.

Crank, J. (1975). *The mathematics of diffusion* (2nd ed.). Clarendon Press. https://people.bath.ac.uk/ensdasr/PAPERS/Crank-The-Mathematics-of-Diffusion.pdf.

Dai, J., & Mumper, R. J. (2010). Plant phenolics: Extraction, analysis and their antioxidant and anticancer properties. *Molecules, 15*(10), 7313–7352. https://doi.org/10.3390/molecules15107313.

de Mattos, R., & Zecchi, B. (2025). Modeling, simulation, and optimization of multi-stage equilibrium extraction of phenolic compounds from grape pomace. *Journal of Food Engineering, 389*, 112392. https://doi.org/10.1016/j.jfoodeng.2024.112392.

Glueckauf, E. (1955). Theory of chromatography. Part 10.—Formulæ for diffusion into spheres and their application to chromatography. *Transactions of the Faraday Society, 51*, 1540–1551. https://doi.org/10.1039/TF9555101540.

Gupta, M., Chauhan, M., Khatoon, N., & Singh, B. (2010). Composite boards from isocyanate bonded pine needles. *Journal of Applied Polymer Science, 118*(6), 3477–3489. https://doi.org/10.1002/app.32703.

Kabir, M. M., Wang, H., Lau, K. T., & Cardona, F. (2012). Chemical treatments on plant-based natural fibre reinforced polymer composites: An overview. *Composites Part B: Engineering, 43*(7), 2883–2892. https://doi.org/10.1016/j.compositesb.2012.04.053.

Li, X., Tabil, L. G., & Panigrahi, S. (2007). Chemical treatments of natural fiber for use in natural fiber-reinforced composites: A review. *Journal of Polymers and the Environment, 15*, 25–33. https://doi.org/10.1007/s10924-006-0042-3.

Mujumdar, A. S. (Ed.). (2014). *Handbook of industrial drying* (4th ed.). CRC Press. https://doi.org/10.1201/b17208.

Raue, A., Kreutz, C., Maiwald, T., Bachmann, J., Schilling, M., Klingmüller, U., & Timmer, J. (2009). Structural and practical identifiability analysis of partially observed dynamical models by exploiting the profile likelihood. *Bioinformatics, 25*(15), 1923–1929. https://doi.org/10.1093/bioinformatics/btp358.

Simeonov, E., Tsibranska, I., & Minchev, A. (1999). Solid–liquid extraction from plants – experimental kinetics and modelling. *Chemical Engineering Journal, 73*(3), 255–259. https://doi.org/10.1016/S1385-8947(99)00030-3.

Герасимчук, О. П., Ткачук, О. Л., Волянський, В. О., & Бондар, В. Н. (2025). Гідроструминний спосіб відділення хвої сосни звичайної для комплексної переробки [Hydro-jet method for Scots pine needle separation for integrated processing]. *Сільськогосподарські машини, 51*, 64–72. https://doi.org/10.36910/acm.vi51.1886.

Ткачук, О. Л., Герасимчук, О. П., & Ковальчук, Н. П. (2024). Обґрунтування технологічного режиму виділення волокна з хвої сосни звичайної [Substantiation of the technological regime for fibre extraction from Scots pine needles]. *Сільськогосподарські машини, 50*, 129–135. https://doi.org/10.36910/acm.vi50.1413.

Ткачук, О. Л., Герасимчук, О. П., & Резнікова,В.В. (2022). Пневмотермічний спосіб отримання хвої для виготовлення текстильних волокон (Pneumothermal method of obtaining coniferous needles for production of textile fibers*).Сільськогосподарські машини, 48*, 67-73. https://doi.org/10.36910/acm.vi48.842.

e-ISSN 2708-9754; ISSN 2307-1699
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, 2026, Вип. 52
AGRICULTURAL MACHINES, 2026, Vol. 52

EXPERIMENTAL STUDIES OF THE PENETRATION FORCE OF A DEEP-TILLAGE MACHINE'S WORKING TOOL

V. Holii*, A. Motsiuk, M. Linnik, A. Popik

Lutsk National Technical University, Lutsk, Ukraine

AGRICULTURAL MACHINES
АСМ
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Key words:
soil hardness,
deep loosening,
tubular working element,
penetration force,
dynamometric yoke

Article history:
Received 25.09.2026
Reviewed 05.10.2026
Approved 30.10.2026

Corresponding author:*
tsizigor@lutsk-ntu.com.ua

ABSTRACT

The most effective and accessible method for loosening the compacted sub-surface soil layer is the use of subsoilers. Existing subsoiler designs are characterized by high energy consumption per unit of tilled area. They do not allow for real-time adjustment of tillage depth based on soil hardness maps. These technical shortcomings can be addressed by breaking up the compacted layer through a process of cutting holes with a tubular working tool and subsequently conveying the excavated soil to the field surface. The aim of this study is to experimentally determine the effect of the tubular working tool's diameter on the force required for its penetration into the soil. The research was conducted on a plot where soil hardness in the upper horizon (0–10 cm) ranged from 4 to 13.1 kg/cm^2. In the 10–25 cm horizon, hardness ranged from 9.6 to 44.1 kg/cm^2. At a depth of 25–45 cm, a sharp increase in hardness to 61.6 kg/cm^2 was observed, indicating the presence of a critically compacted soil layer. In the 45–60 cm horizon, hardness decreased to 32.3–35 kg/cm^2. Experimental results indicate that a maximum force of 4,000 N occurs during the penetration of tubular working elements with diameters of 30 mm and 50 mm, whereas the lowest maximum force—3,800 N—is observed with the 40 mm diameter element. Therefore, the 40 mm diameter working element is the most suitable choice for practical application. The validity of the experimental findings is confirmed by the fact that the maximum penetration force of 4,000 N corresponds to the maximum soil hardness value of 60 kg/cm^2 obtained during testing with a hardness meter.

DOI: 10.36910/acm.vi52.2345

To cite this article:
Holii, V., Motsiuk, A., Linnik, M. & Popik, A. (2026). Experimental studies of the penetration force of a deep-tillage machine's working tool. *Agricultural Machines*, *52*, 189–197. https://doi.org/10.36910/acm.vi52.2345

e-ISSN 2708-9754; ISSN 2307-1699
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, 2026, Вип. 52
AGRICULTURAL MACHINES, 2026, Vol. 52

УДК 631.3

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЗУСИЛЛЯ ЗАГЛИБЛЕННЯ РОБОЧОГО ОРГАНУ ЗНАРЯДДЯ ДЛЯ ГЛИБОКОГО ОБРОБІТКУ ҐРУНТУ

В.О. Голій*, А.І. Моцюк, М.О. Линник, А.С. Попік

Луцький національний технічний університет, Луцьк, Україна

AGRICULTURAL MACHINES
АСМ
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Ключові слова:
твердість ґрунту,
глибоке розпушення,
трубчастий робочий орган,
зусилля заглиблення,
динамометрична скоба

Історія публікації:
Отримано 25.09.20026
Прорецензовано 05.10.2026
Затверджено до друку 30.10.2026

****Автор для листування:***
tsizigor@lutsk-ntu.com.ua

АНОТАЦІЯ

Найбільш ефективним і доступним способом розпушення підорного переущільненого шару ґрунту є використання глибокорозпушувачів. Існуючі конструкції глибокорозпушувачів характеризуються високими енергетичним затратами на одиницю обробленої площі. Вони не передбачають можливості зміни глибини обробітку у режимі реального часу на основі картограм твердості ґрунтів. Вирішення таких технічних недоліків можна забезпечити шляхом застосування для руйнування цілісності переущільненого шару принципу прорізання отворів трубчастим робочим органом із наступним переміщенням вирізаного ґрунту на поверхню поля. Метою дослідження є встановити експериментально вплив діаметра трубчастого робочого органу на зусилля необхідне для його заглиблення у ґрунт. Дослідження проводили на ділянці твердість ґрунту у верхньому горизонті (0-10 см) якої знаходилась у межах від 4 до 13,1 кг/см^2. У горизонті 10-25 см твердість складала 9,6-44,1 кг/см^2. На глибині 25-45 см спостерігалось різке зростання твердості до 61,6 кг/см^2, що свідчить про наявність критично переущільненого шару ґрунту. У горизонті 45-60 см твердість зменшувалась до 32,3-35 кг/см^2. За результатами експериментальни досліджень встановлено, що максимальне зусилля у 4000 Н виникає при заглибленні трубчастих робочих органів діаметром 30 мм та 50 мм, а найменше максимальне зусилля у 3800 Н – для робочого органу діаметром 40 мм. Тому для практичного використання доцільно рекомендувати саме робочий орган із діаметром 40 мм. Адекватність отриманих експериментальних досліджень підтверджується тим, що максимальне значення зусилля заглиблення робочого у 4000 Н відповідає максимальному значення твердості ґрунту отриманого у результаті його дослідження твердоміром у 60 кг/см^2

DOI: 10.36910/acm.vi52.2345

Цитувати цю статтю:
Голій, В. О., Моцюк, А. І., Линник, М. О. & Попік, А. С. (2026). Експериментальні дослідження зусилля заглиблення робочого органу знаряддя для глибокого обробітку ґрунту. *Сільськогосподарські машини*, *52*, 189–197. https://doi.org/10.36910/acm.vi52.2345

СТАН ПИТАННЯ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Останнім часом спостерігається зростання негативного впливу інтенсифікації сільськогосподарського виробництва на стан ґрунтів. Основною проблемою є переущільнення орного та підорного шарів, яке виникає під дією робочих органів ґрунтообробних машин та ходових систем тракторів, комбайнів тощо. Таке ущільнення призводить до погіршення якості ґрунтів, сприяє підвищенню ерозії та деградації ґрунтів, значному зменшенню їх родючості. У сукупності всі ці фактори знижують врожайність вирощуваних культур *(Макаренко, n.d.; Колюбакін, n.d.)*. Дослідженнями встановлено що понад 40 % ґрунтів в Україні мають ознаки деградації через їх переущільнення *(Медведєв, 2004)*.

У працях *(Swan et al., 2026; Davies, 2019*; *Бромот, n.d., Гаврилов, 2015)* встановлено, що наявність переущільненого шару перешкоджає нормальному росту і розвитку сільськогосподарських культур. Причиною цьому є широке коло факторів, але основним із яких є опір проникненню кореневої системи рослин у нижні шари.

Наявність переущільненого підорного шару, що утворюється під впливом сільськогосподарської техніки також негативно впливає на накопичення та збереження вологи під час дощових періодів, а також на її доступність у посушливі періоди. За наявності плужної підошви показники вбирання атмосферних опадів ґрунтом знижується в 3-4 рази *(Грицишин n.d.)*

Найбільш результативним та водночас доступним способом збільшення глибини розпушеного шару ґрунту є застосування глибокорозпушувачів. Такий вид обробітку передбачає подрібнення, рихлення та часткове перемішування ґрунту без перевертання пласта. У процесі роботи даної машини відбувається розущільнення орного шару, що також дозволяє знизити ризиків впливу водної ерозії. (Макаренко, *n.d.*). Для реалізації цього заходу використовуються чизельні культиватори та глибокорозпушувачі. Основним робочим органом таких знарядь є лапа *(Bednar, n.d.; Gregoire-besson n.d.; Greatplain, n.d.; Wil-rich, n.d.; Jympa, n.d.)*. Від форми лапи залежить і результат, що буде досягнуто під час розпушення ґрунту *(Голій & Цизь, 2024; Цизь. & Голій, 2024a)*.

Аналіз та узагальнення досліджень твердості ґрунтів виявили значні коливання глибини залягання переущільнених шарів в умовах навіть невеликих за площею земельних ділянок *(Цизь & Голій, 2024b)*. Конструкції згадуваних глибокорозпушувачів забезпечують суцільне розпушення підорних шарів на постійну глибину. Глибину ходу робочих органів визначають за максимальним значенням глибини розташування плужної підошви на усьому полі. Регулювання глибини ходу робочих органів здійснюють шляхом регулюванням положення опорних коліс. У такому випадку мають місце підвищені (не раціональні) енергетичні затрати на одиницю обробленої площі.

Інноваційні підходи до землеробства та обробітку землі відкривають широкі перспективи для підвищення ефективності аграрного виробництва та збереження родючості ґрунтів. Сучасні технологічні рішення в обробці ґрунту сприяють зниженню виробничих витрат, підвищенню ефективності та продуктивності робіт та забезпечують сталий розвиток аграрних підприємств *(Марченко, n.d.)*.

Науковим дослідженням із обґрунтування форми робочих органів глибокорозпушувачів надавалось багато уваги закордонними вченими ще у минулому сторіччі *(Spoor & Godwin,1978; Soane et al., 1986)*. У вітчизняній науці розвивається напрямок обґрунтування форми робочого органу глибокорозпушувача на основі принципів біоніки *(Tesliuk at al.,2019; Волик at al., 2020)*. Також відомі дослідження робочих органів глибокорозпушувачів з метою їх викортсання під час обробки меліорованих земель *(Kravets at al.,2021)*. Проте спільним для усіх цих досліджень є удосконалення робочого органу, що має у своїй основі форму двогранного клина та чинить стискаючий та згинаючий силовий вплив на ґрунт.

Для реалізації принципу розпушення переущільнених шарів ґрунту, відмінного від раніше описаного, нами розроблена конструкція машини із робочим органом трубчастої форми, який прорізає вертикальні отвори у ґрунті. При цьому ґрунт із вирізаних отворів виноситься на поверхню поля *(Голій, 2025)*. Завдяки такому обробітку утворюються порожнини для проникнення кореневої системи рослин до нижніх горизонтів ґрунту, інтенсифікується газообмін та покращується водний режим ґрунту. З часом вирізані отвори будуть заповнені ґрунтом через природні процеси формування його структури, а отже відбуватиметься процес зворотній до ущільнення.

Зважаючи на те, що запропонований спосіб є новим то вимагає всебічного теоретичного та експериментального дослідження вплив конструктивних характеристик робочого органу на якісні та енергетичні параметри процесу.

Мета дослідження – експериментально дослідити вплив діаметра трубчастого робочого органу на зусилля необхідне для його заглиблення у ґрунт.

МАТЕРІАЛИ І МЕТОДИ

Для руйнування плужної підошви методом вирізання отворів були виготовлені три варіанти робочих органів які наведені на **рис. 1**. Конструктивні розміри наведених робочих органів такі: зовнішній діаметр 30 мм, 40 мм та 50 мм; довжина 600 мм (для трьох варіантів).



Рис. 1 - Варіанти робочих органів ґрунтообробного знаряддя

Для вимірювання зусилля, яке затрачається на заглиблення робочого органу у ґрунт використовували скобу динамометричну 1 оснащену цифровим індикатором переміщення 2 (**рис. 2**). Для фіксування значення зусилля із глибиною проникнення робочого органу у реальному часі на ПК 5 використовували перетворювач сигналу 3 та реле часу 4. Зусилля створювали гідравлічною навіскою трактора 6.



Рис. 2 - Обладнання для дослідження зусилля заглиблення робочого органу у ґрунт: 1 – скоба динамометрична; 2 – цифровий індикатор переміщення; 3 – перетворювач сигналу; 4 – реле часу; 5 - ПК

Під час експерименту у електронній таблиці Microsoft Excel фіксувалась виміряна електронним індикатором 2 деформація пружинної скоби 2. Для отримання значень зусилля заглиблення робочого органу значення деформації множили на коефіцієнт жорсткості скоби.

Для визначення коефіцієнт жорсткості скоби (тарувального коефіцієнта), яким визначається залежність між деформацією динамометричної скоби та прикладеною силою стиску було проведено відповідне дослідження на пресі компресійного приладу КПр-1. Цей прес дозволяє прикладати до скоби ступінчате зусилля стиску через двоступінчастий шків із передатнім відношенням 1:10 (**рис. 3**).



Рис. 3 - Проведення тарування скоби динамометричної

За допомогою приладу прикладали першу ступінь зусилля стиску у 300 Н і далі збільшуючи з кроком у 300 Н до досягнення значення у 2100 Н. Прикладання зусилля здійснювали шляхом вкладання гир масою 3 кг на навантажувальну підвіску приладу. На кожному рівні утримання зусилля відбувалось до моменту стабілізації показників цифрового індикатора. Після цього відповідне переміщення передавалось у електронну таблицю Microsoft Excel на ПК, а навпроти нього через клавіатуру вводилось відповідне значення зусилля стиску. За отриманим значеннями тарувального коефіцієнта для кожного навантаження розрахували середнє його значення.

З метою встановлення розподілу твердості ґрунту за глибиною на дослідній ділянці де проводили випробування робочих органів використовували твердомір «Лан-М PRO» (**рис. 4**)



а



б

Рис. 4 – Загальний вигляд твердоміра ґрунту «Лан-М PRO» (а) та головне зображення дисплею (б): 1 – металевий щуп; 2 - наконечник малий (d=12,7 мм); 3 – електронний блок; 4 – основа із рукоятками; 5 – наконечник великий (d=19,1 мм)

Для оцінки твердості ґрунту перед проведенням експериментальних досліджень були здійснені відповідні вимірювання в трьох фіксованих точках дослідної ділянки. Положення цих точок задавались за допомогою додатку Soil Sampler, що забезпечило точне повторення координат під час кожного етапу дослідження. Повний опис використовуваної методики дослідження розподілу твердості наведену у праці *(Цизь & Голій 2024b)*.

Під реалізації експерименту із визначення зусилля заглиблення робочого органу у ґрунт використовували обладнання наведене на **рис. 2**. Спочатку на поверхню ґрунту вертикально встановлювали один робочий орган із варіантів наведених на **рис. 1**. Далі на його верхню опору встановлювали динамометричну скобу 1 із індикатором переміщення 2. Останній у свою чергу через перетворювач сигналу 3 з'єднувався із USB-портом ПК.

Після цього гідророзподільник керування навіскою трактора встановлювали у плаваюче положення та опускали поперечну балку зусиллям руки до її контакту із верхньою частиною динамометричної скоби. Далі вмикали передачу даних від цифрового індикатора на ПК шляхом вмикання реле часу 4 і переводили важіль гідророзподільника керування навіскою у примусове опускання. За таких умов відбувалось прикладання зусилля від навіски трактора до досліджуваного робочого органу. Реалізація експерименту тривала до тих пір поки робочий орган не занурився у ґрунт на глибину 500 мм (визначали за міткою нанесеною на робочому органі). Після цього важіль гідророзподільника переводили у положення підіймання і знімали навантаження з робочого органу. Робочий орган із ґрунту виймали вручну. Реалізацію експерименту для кожного робочого органу здійснювали із трикратною повторюваністю шляхом переміщення установки на 1 м вперед за ходом трактора та його повторення за описаною послідовністю.

За кожною повторюваністю в електронній таблиці Microsoft Excel отримували набір значень показів цифрового індикатора переміщення. На основі цих значень розраховували зусилля заглиблення робочого органу у ґрунт за формулою

$$F_i = \left(\Delta_i - \Delta_0\right) \cdot k_c, \tag{1}$$

де Δ_0 - покази індикатора до початку прикладання зусилля від навіски трактора, мм

Δ_i - поточне виміряне цифровим індикатором та передане до електронної таблиці значення, мм;

k_c - коефіцієнт жорсткості динамометричної скоби (тарувальний коефіцієнт), Н/мм.

Для встановлення відповідності між визначеним зусиллям F_i та величиною заглиблення H_i робочого органу вважали, що швидкість заглиблення була постійною та використовували залежність

$$H_i = \frac{500}{n} \cdot i \quad (2)$$

де 500 мм – максимальне заглиблення робочого органу у ґрунт;

n - кількість вимірів, які надіслані від цифрового індикатора до електронної таблиці;

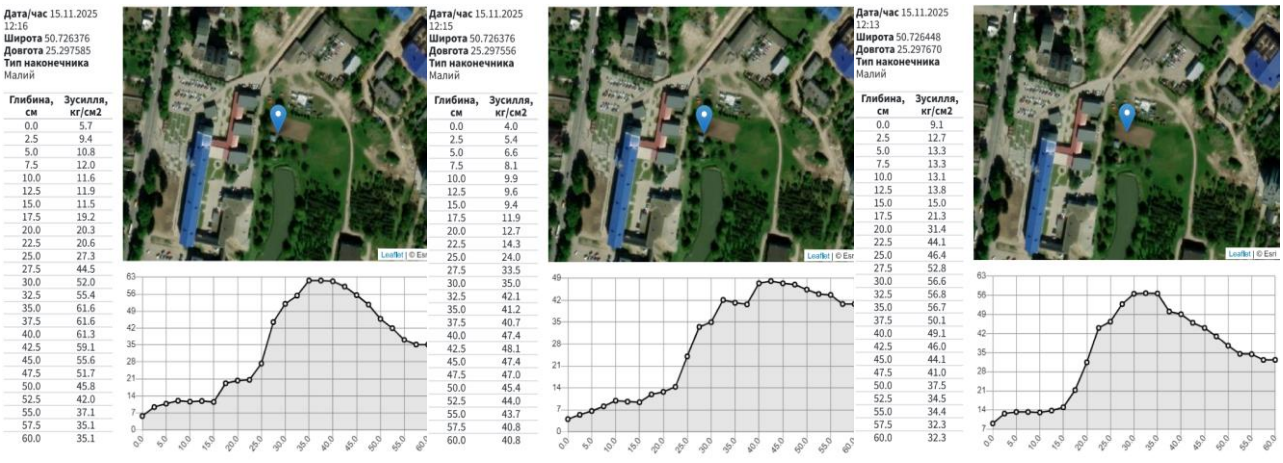
$i = 1...n$ - номер вимірювання для якого розраховувалась глибина.

Кількість вимірювань складала у межах від 15 до 24 та визначалась часом між вимірюваннями у 0,33 с (час між замиканням контактів реле 4) і тривалістю поточного експерименту (час протягом якого робочий орган занурювався на глибину від 0 до 500 мм).

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ОБГОВОРЕННЯ

У результаті експериментального дослідження деформації динамометричної скоби та розрахунків значення тарувального коефіцієнта k_c отримали його значення у діапазоні від 4934 Н/мм до 5164 Н/мм за зміни стискаючого зусилля від 300 до 2100 Н. Розраховане середнє значення тарувального коефіцієнта склало $k_c = 5020$ Н/мм, яке і підставляли у формулу (1) під час розрахунку зусилля заглиблення робочого органу у ґрунт.

Отримані у результаті вимірювань твердоміром «Лан-М PRO» значення та опрацювання у програмі FIELD-M Archive Viewer 2.4. графіки зміни твердості ґрунту наведені на **рис 5**. Аналіз графічних залежностей показує, що у верхньому горизонті (0-10 см) твердість ґрунту знаходиться у межах від 4 до 13,1 кг/см^2 та є сприятливою для вирощування сільськогосподарських культур. У перехідній зоні (10-25 см) твердість складала 9,6-44,1 кг/см^2. На глибині 25-45 см спостерігалось різке зростання твердості до 61,6 кг/см^2, що свідчить про наявність критично переущільненого шару ґрунту. Саме ця зона потребує глибокого розпушення. У шарів ґрунту на глибині 45-60 см спостерігалось зменшення твердості до 32,3-35 кг/см^2. Проте і ці значення виходять за межі допустимих.



а б в

Рис. 5 - Результати вимірювання твердості ґрунту у трьох точках (а, б, в) дослідної ділянки

Опрацьовані на ПК середні значення зусилля F заглиблення робочого органу у ґрунт для відповідних його діаметрів наведені на **рис. 6**.

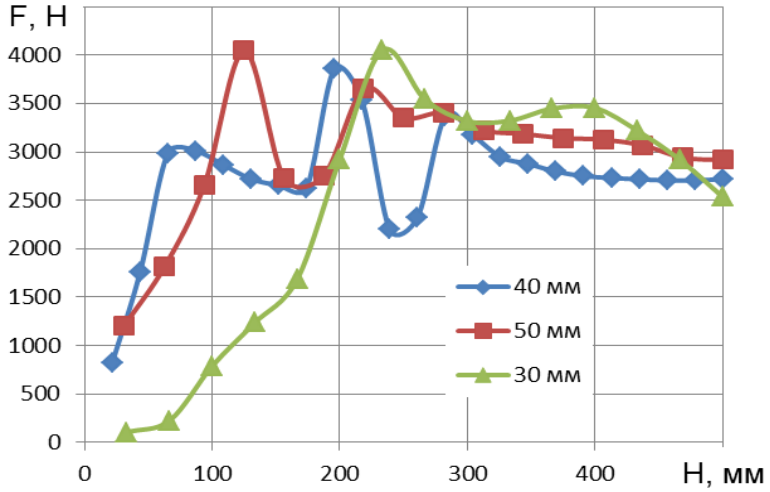


Рис. 6 - Залежність зусилля F заглиблення робочого органу від глибини його проникнення H для відповідних його діаметрів

Аналіз отриманих графіків показує, що зусилля заглиблення досягає максимального значення на глибині від 15 см до 25 см. Хоча максимальні значення твердості ґрунту згідно **рис. 5** відповідає глибині 25-40 см. Очевидно, що таке відхилення спричинене утворенням ущільненого конусу під робочим органом, який починає рух у внутрішню порожнину зуба лише після досягнення значень зусилля у межах 3800-4000 Н.

Також експериментальні значення вказують, що максимальне зусилля у 4000 Н виникає при заглибленні робочих органів діаметром 30 мм та 50 мм, а найменше максимальне зусилля у 3800 Н – для робочого органу діаметром 40 мм. Очевидно, що при діаметрі 30 мм виникає більший опір заповненню внутрішньої порожнини зуба ніж для діаметру 40 мм. Тому для практичного використання доцільно рекомендувати саме робочий орган із діаметром 40 мм.

Максимальне значення зусилля заглиблення робочого у 4000 Н відповідає максимальному значення твердості ґрунту отриманого у результаті його дослідження твердоміром у 60 кг/см^2 (див **рис. 5**). Адже для площі поперечного січення робочого органу діаметром 30 мм зусилля опору складе 4239 Н. Що свідчить про адекватність отриманих експериментальних досліджень.

ВИСНОВКИ

Найбільш ефективним і доступним способом розпушення підорного переущільненого шару ґрунту є використання глибокорозпушувачів. Завдяки цьому формуються умови сприятливі для розвитку рослин та усуваються наслідки деградації ґрунту. Існуючі конструкції глибокорозпушувачів характеризуються високими енергетичним затратами на одиницю обробленої площі. Вони не передбачають можливості зміни глибини обробітку у режимі реального часу на основі картограм твердості ґрунтів. Вирішення таких технічних недоліків можна забезпечити шляхом застосування для руйнування цілісності переущільненого шару принципу прорізання отворів трубчастим робочим органом із переміщенням вирізаного ґрунту на поверхню поля.

Твердість ґрунту дослідної ділянки у верхньому горизонті (0-10 см) знаходилась у межах від 4 до 13,1 кг/см^2. У горизонті 10-25 см твердість складала 9,6-44,1 кг/см^2. На глибині 25-45 см спостерігалось різке зростання твердості до 61,6 кг/см^2, що свідчить про наявність критично переущільненого шару ґрунту. У горизонті 45-60 см твердості зменшувалась до 32,3-35 кг/см^2.

Встановлено, що максимальне зусилля у 4000 Н виникає при заглибленні трубчастих робочих органів діаметром 30 мм та 50 мм, а найменше максимальне зусилля у 3800 Н – для робочого органу діаметром 40 мм. Тому для практичного використання доцільно рекомендувати саме робочий орган із діаметром 40 мм. Адекватність отриманих експериментальних досліджень підтверджується тим, що максимальне значення зусилля заглиблення робочого у 4000 Н відповідає максимальному значення твердості ґрунту отриманого у результаті його дослідження твердоміром у 60 кг/см^2

СПИСОК ПОСИЛАНЬ

Макаренко, М. (n.d.) Глибоке розпушення ґрунту (*Deep soil loosening*). *АгроЕліта*. Retrieved September 28, 2026, from. URL: https://agroelita.info/hlyboke-rozpushennya-gruntu/.

Колюбакін, В. (n.d.) Без ґрунтів немає майбутнього (*There is no future without soil*). *Урядовий кур'єр.* September 25, 2026, from. https://ukurier.gov.ua/uk/articles/bez-gruntiv-nemaye-majbutnogo/.

Медведєв, В.В. (2004). Проблеми охорони ґрунтів (Problems of soil protection). *Вісник аграрної науки*, *№1*, 53-57.

Swan, A.D., Angus, J.F., Hart, A.B., Kirkegaard, J.A., Moroni, J.S., Oates, A.A., Poile, G.P., Peoples, M.B., Conyers, M.K. (2026) Variable responses of canola and cereals to deep ripping and liming of high-strength, acidic, subsurface soil layers. *Field Crops Research*, Vol. 347, 110645. https://doi.org/10.1016/j.fcr.2026.110645.

Davies, S., Armstrong, R., Macdonald, L., Condon, J., Petersen, E. (2019) Soil constraints:a role for strategic deep tillage. *Australian Agriculture in 2020: From Conservation to Automation*, Graham Centre for Agricultural Innovation. 117-135.

Бромот, І. (n.d.) Глибокорозпушувач. Навіщо він мені потрібен *(Deep conditioner. Why do I need him)*. Retrieved April 28, 2026, from https://traktorist.ua/articles/883-glibokorozpushuvachi--vse-scho-treba-znati-pro-nih.

Гаврилов, С. (2015). Проблема плужної підошви у ґрунті та шляхи її вирішення (*The problem of the plow sole in the soil and ways to solve it)*. *Пропозиція*, *№10*, 70-73.

Грицишин, М., Перепелиця, Н., Сухина, А. Обробіток ґрунту та збереження його родючості *(Soil tillage and the preservation of soil fertility)*. Retrieved April 28, 2026, from https://propozitsiya.com/articles/tekhnika-ta-obladnannya-tekhnika-dlya-obrobitku-gruntu/obrobitok-gruntu-ta-zberezhennya.

Макаренко, М. (n.d.) Необхідність глибокого розпушення. *Агробізнес сьогодні.* Retrieved September 21, 2026, from https://agro-business.com.ua/agro/mekhanizatsiia-apk/item/10504-neobkhidnist-hlybokoho-rozpushuvannia.html.

Bednar (n.d.). *Terraland TN* . Retrieved April 27, 2026, from https://www.bednar.com/en/terraland-tn/.

Gregoire-besson (n.d.) *Helios*. Retrieved April 27, 2026, from https://www.gregoire-besson.com/ua/machines/helios

Greatplain (n.d.). *Sub-soiler.* Retrieved September 7, 2026, from https://www.greatplainsag.com/uk/products/709/sub-soiler.

Wil-rich (n.d.). *Rippers*. Retrieved September 7, 2026, from https://www.wil-rich.com/primary-tillage/rippers/357-inline-ripper/.

Jympa (n.d.). Subsoilers. Retrieved September 12, 2026, from https://jympa.com/en/subsoilers/.

Голій, О. & Цизь, І. (2024) Аналітичний огляд конструкцій машин для глибокого розпушення ґрунту (Analytical review of designs of machines for deep soil loosening). *Матеріали III Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології агропромислового виробництва»,* 72-74.

Цизь, І.Є. & Голій, В.О. (2024a). Обґрунтування конструкції та дослідження тягового опору робочого органу знаряддя для глибокого розпушення ґрунту (Substantiation of the design and study of the traction resistance of the working body of the tool for deep soil loosening). *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті*, №1(22), 337-348.

Цизь, І.Є. & Голій, В.О. (2024b). Результати дослідження твердості ґрунту полів ДПЕДГ «ЕЛІТА» (Results of research of soil hardness of fields SEERF «Elita»). *Сільськогосподарські машини*, 50, 25-36.

Марченко, Н. (n.d.) Інноваційні технології обробітку ґрунту. *Landlord*. September 15, 2026, from https://landlord.ua/agrolife-en/innovatsijni-metodi-obrobitku-gruntu/.

Spoor, G., Godwin, R.J. (1978) An experimental investigation into the deep loosening of soil by rigid tines. *J. agrics. Engng Res.* 23, 243-258.

Soane, G.C., Godwin, R.J. Spoor, G. (1986) Influence of deep loosening techniques and subsequent wheel traffic on soil structure. *Soil & Tillage Research*, no. 8, 231-237. https://doi.org/10.1016/0167-1987(86)90336-3.

Tesliuk, H., Volik, B., Sokol, S., & Ponomarenko, N. (2019). Design of working bodies for tillage tools using the methods of bionics. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, *3*(1 (99), 49–54. https://doi.org/10.15587/1729-4061.2019.169156.

Волик Б.А., Теслюк Г.В., Коновий А.В. (2020) Обґрунтування конструктивних параметрів глибокорозпушувача ґрунту *Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі*: *матеріали II Міжнар. наук.-практ. інтернет-конф*. Мелітополь, ТДАТУ, 60–63.

Kravets, S.V., Lukianchuk, O.P., Nechydyuk, A.A.. (2021) Determination of the critical depth of soil cutting for earthmoving machines. *Perspective trajectory of scientific research in technical sciences: Collective monograph*, Riga, Latvia: “Baltija Publishing”, 235-270. http://baltijapublishing.lv/omp/index.php/bp/catalog/book/138.

Голій, О.В. (2025). Машина для диференційованого за глибиною обробітку ґрунту (A machine for soil cultivation differentiated by depth). *Інноваційні технології в АПК: збірник тез доповідей X Міжнародної науково-практичної конференції*, 58-61.

e-ISSN 2708-9754; ISSN 2307-1699
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, 2026, Вип. 52
AGRICULTURAL MACHINES, 2026, Vol. 52

STIFFNESS OF RUBBER-METAL VIBRATION ISOLATORS FOR MACHINES: EFFECT OF RUBBER LAYER GEOMETRY AND LONG-TERM OPERATION

Ye. Kalhankov[1,2*], O. Tolstenko[1*], O. Chernii[1]

[1] *Dnipro State Agrarian and Economic University, Dnipro, Ukraine*
[2] *M.S. Poliakov Institute of Geotechnical Mechanics of the National Academy of Sciences of Ukraine, Dnipro, Ukraine*

AGRICULTURAL MACHINES
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Key words:
vibration protection,
rubber-metal element,
stiffness,
bulk compression,
rubber aging

Article history:
Received 26.09.2026
Reviewed 04.10.2026
Approved 30.10.2026

[*]***Corresponding author:***
Zhenya_dnepr@ukr.net
itfavt@ukr.net

ABSTRACT

Rubber-metal elements have long been used in vibration protection systems of agricultural, transport and processing machines - rubber combines elastic compliance with high energy dissipation. But the efficiency of such an element depends on more than just the rubber grade. The geometry of the rubber layer and the change of its properties over years of operation are often overlooked at the design stage, even though both factors ultimately determine how well the system will damp vibration. This study set out to establish how the ratio of the rubber layer radius to its thickness R/hp, together with in-service rubber aging, affects the stiffness of a rubber-metal element and the natural frequency of a vibration-isolated system, and to check whether the resulting relations hold up for a real machine. The work is based on the authors' own experiments with cylindrical rubber-metal elements made of rubber grade 2959 (radius 100 mm, layer thickness 5-40 mm), together with published data on the stiffness of RMB101 and RMB102 blocks accumulated over years of industrial operation. It turned out that raising R/hp from 2.5 to 10 increases stiffness by a factor of 4.76, while doubling the ratio further, to 20, adds only up to 5.14 - the rubber layer shifts into a stress state close to bulk compression, and the benefit of further thinning is essentially exhausted. The natural frequency of the system rises 2.18-2.27 times over the base element. Separately, it is shown that rubber aging (a stiffness increase of 11-25 percent, depending on the loading mode) shifts the natural frequency by a further 5-12 percent - gradually eating into the resonance margin even when the element looks perfectly intact. This gave grounds to distinguish two limit states of a rubber-metal element - structural and functional - and to formulate a functional operability criterion linking admissible stiffness growth to the machine mass, excitation frequency and required resonance margin. Whether the approach actually works in practice was checked by selecting supports for a BCS-50 vibro-centrifugal grain separator: the required support stiffness was determined, and it was shown how rubber aging changes the transmissibility ratio.

DOI: 10.36910/acm.vi52.2348

To cite this article:
Kalhankov, Ye., Tolstenko, O. & Chernii, O. (2026). Stiffness of rubber-metal vibration isolators for machines: Effect of rubber layer geometry and long-term operation. *Agricultural Machines*, *52*, 198–208. https://doi.org/10.36910/acm.vi52.2348

e-ISSN 2708-9754; ISSN 2307-1699
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, 2026, Вип. 52
AGRICULTURAL MACHINES, 2026, Vol. 52

УДК 631.372:621.752.2:678.4

ЖОРСТКІСТЬ ГУМОМЕТАЛЕВИХ ВІБРОІЗОЛЯТОРІВ МАШИН: ВПЛИВ ГЕОМЕТРІЇ ГУМОВОГО ШАРУ ТА ТРИВАЛОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Є.В. Калганков[1,2*], О.В. Толстенко[1*], О.А. Черній[1]

[1] Дніпровський державний аграрно-економічний університет, Дніпро, Україна
[2] Інститут геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України, Дніпро, Україна

AGRICULTURAL MACHINES
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Ключові слова:
віброзахист,
гумометалевий елемент,
жорсткість,
об'ємний стиск,
старіння гуми

Історія публікації:
Отримано 26.09.2026
Прорецензовано 04.10.2026
Затверджено до друку 30.10.2026

Автор для листування:*
Zhenya_dnepr@ukr.net
itfavt@ukr.net

АНОТАЦІЯ

Гумометалеві елементи давно й широко застосовують у системах віброзахисту сільськогосподарських, транспортних і переробних машин - гума поєднує пружну деформативність із високою дисипацією енергії. Але ефективність такого елемента залежить не лише від марки гуми. Геометрія гумового шару та зміна його властивостей упродовж тривалої експлуатації часто випадають з поля зору під час проєктного розрахунку, хоча обидва чинники зрештою визначають, наскільки добре система гаситиме вібрацію. У цій роботі ми поставили за мету встановити, як відношення радіуса гумового шару до його товщини R/hp і старіння гуми в процесі роботи впливають на жорсткість елемента та власну частоту віброізольованої системи, а також перевірити, чи працюють отримані залежності на прикладі реальної машини. За основу взято результати власних експериментів з циліндричними гумометалевими елементами з гуми 2959 (радіус 100 мм, товщина шару 5-40 мм) та опубліковані дані про зміну жорсткості блоків типу РМБ101 і РМБ102 за багато років промислової експлуатації. Виявилося, що зі збільшенням R/hp від 2,5 до 10 жорсткість зростає у 4,76 раза, а подальше подвоєння відношення до 20 дає приріст лише до 5,14 раза - гумовий шар переходить у напружений стан, близький до об'ємного стиску, і ефект від подальшого потоншення практично вичерпується. Власна частота системи при цьому зростає у 2,18-2,27 раза відносно базового елемента. Окремо показано, що старіння гуми (приріст жорсткості на 11-25 % залежно від режиму) додатково зміщує власну частоту ще на 5-12 %, тобто поступово "з'їдає" запас віброізоляції від резонансу навіть тоді, коли елемент виглядає цілком справним. Це дало підстави розділити два граничні стани гумометалевого елемента - конструкційний і функціональний - і сформулювати функціональний критерій працездатності, який пов'язує допустиме зростання жорсткості з масою машини, частотою збурення та потрібним запасом від резонансу. Наскільки цей підхід придатний на практиці, перевірено на прикладі підбору опор для зернового вібровідцентрового сепаратора БЦС-50: визначено потрібну жорсткість опор і показано, як старіння гуми змінює коефіцієнт передавання вібрації.

DOI: 10.36910/acm.vi52.2348

Цитувати цю статтю:
Калганков, Є. В., Толстенко, О. В. & Черній, О. А. (2026). Жорсткість гумометалевих віброізоляторів машин: вплив геометрії гумового шару та тривалої експлуатації. *Сільськогосподарські машини*, *52*, 198–208. https://doi.org/10.36910/acm.vi52.2348

СТАН ПИТАННЯ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Вібраційні навантаження супроводжують роботу практично всіх сільськогосподарських, транспортних і переробних машин. Джерел збурення багато: неврівноважені обертові маси робочих органів, двигуни внутрішнього згоряння, трансмісії, вентилятори, компресори, дробарки, грохоти, зерноочисні сепаратори, транспортери, ударні робочі органи. Показовий приклад - зернові вібровідцентрові сепаратори типу БЦС, у яких вертикальний барабан обертається зі швидкістю порядку 800 об/хв (*Агросепмаш, 2022*). Навіть невеликий залишковий дисбаланс такого барабана створює постійне динамічне навантаження на раму сепаратора й на перекриття, на якому його встановлено. А вібрація, як відомо, прискорює втомне пошкодження деталей, послаблює різьбові й зварні з'єднання, підвищує рівень шуму, передає динамічні зусилля на раму і фундамент. Один з найдоступніших способів обмежити цей вплив - поставити пружно-дисипативний елемент між джерелом коливань і опорною конструкцією.

Гумі тут практично немає альтернативи: вона витримує значні оборотні деформації, добре розсіює механічну енергію, і з неї можна сформувати деталь майже будь-якої конфігурації. Щоправда, властивості гуми істотно залежать від температури, частоти й амплітуди деформування, а також від того, скільки часу і як довго вона вже працює (*Kari, 2017a; Kari, 2017b; Chen et al., 2022*).

Варто зауважити, що жорсткість гумометалевого елемента визначається не лише модулем пружності самої гуми - вона залежить і від форми деталі, зокрема від того, наскільки обмежені поперечні деформації. У відносно високого елемента бічна поверхня під час стиску деформується практично вільно, і в розрахунку працює звичайний модуль Юнга гуми. А от зі зменшенням товщини шару, коли гума привулканізована до металевих пластин, поперечне переміщення обмежується, напружений стан наближається до всебічного стиску, і замість модуля Юнга в роботі елемента починає проявлятися значно більший за величиною модуль об'ємного стиску (*Дирда та ін., 2018; Bulat et al., 2018*). Подібні задачі виникають і в сейсмоізоляційних гумових опорах будівель і мостів, де геометрія, повзучість і старіння гуми так само істотно впливають на розрахункові параметри (*Gupta et al., 2023; Wu et al., 2022; Deng et al., 2022; Pellecchia et al., 2022; Losanno et al., 2022*). У розрахунках опор сільськогосподарських і транспортних машин цьому чиннику приділяють значно менше уваги - хоча фізична природа явища від масштабу конструкції не залежить.

Ще один чинник, про який на стадії проєктування зазвичай забувають, - це старіння гуми в процесі експлуатації. Тривала дія статичного й циклічного навантаження, підвищена температура, кисень повітря поступово перебудовують структуру еластомера, і наслідком, як правило, стає зростання жорсткості й зменшення дисипативної здатності (*Kari, 2017a; Kari, 2017b; Chen et al., 2022; Fu et al., 2022*). Гумометалевий елемент при цьому може виглядати цілком справним - без тріщин, без відшарування гуми від арматури, - але вже не забезпечувати того динамічного налаштування системи, яке закладалося під час проєктування. Накопичення таких пошкоджень тісно пов'язане з дисипацією енергії при циклічному деформуванні, тому сучасні енергетичні моделі втоми в'язкопружних матеріалів усе частіше розглядають саме дисиповану енергію як інформативний параметр для прогнозування ресурсу (*Abdelmoniem & Yagimli, 2021; Hohe et al., 2020; Movahedi-Rad et al., 2024; Abu-Qbeitah et al., 2023; Li et al., 2024*).

Обидва чинники – і геометрія гумового шару, і зміна властивостей гуми з часом - зрештою впливають на одне й те саме: власну частоту віброізольованої системи. Але в літературі їх майже завжди розглядають окремо одне від одного: одні роботи присвячені розрахунку жорсткості елементів заданої форми (*Дирда та ін., 2018; Bulat et al., 2018*), інші - деградації властивостей гуми в часі (*Kari, 2017a; Kari, 2017b; Chen et al., 2022; Chen et al., 2023; Liu et al., 2023; Lysytsia et al., 2025*). Через такий поділ складно оцінити працездатність реальної опори, яка водночас має і певну геометрію, і певний строк служби – а отже, потребує узгодженого розрахунку обох чинників одночасно.

Мета дослідження – встановити спільний вплив відношення радіуса гумового шару до його товщини R/hp та експлуатаційного старіння гуми на жорсткість гумометалевого елемента і власну частоту віброізольованої системи машини, а також сформулювати інженерний критерій оцінювання працездатності такого елемента.

МАТЕРІАЛИ І МЕТОДИ

Об'єктом дослідження були циліндричні гумометалеві елементи, у яких металева арматура (товщиною hм = 5 мм) приєднувалася до гумового масиву в процесі вулканізації. Елементи виготовлялися із середньонаповненої гуми типу 2959 на основі натурального каучуку. Радіус усіх елементів становив R = 100 мм, товщина окремого гумового шару hp дорівнювала 40, 20, 10 і 5 мм. Щоб забезпечити зіставну сумарну висоту гумового масиву, елементи випробовувалися у вигляді стопок відповідно з 1, 2, 4 і 8 шарів.

Випробування проводили на універсальному стенді FP100/1 з автоматичним записом кривої «навантаження - деформація». Перед основними випробуваннями кожну стопку піддавали тренуванню - трикратному деформуванню з подальшим розвантаженням; швидкість навантаження становила 0,2 мм/с. Статичну жорсткість С визначали на лінійній ділянці залежності Р(Δ) за витримки під навантаженням не менш як 30 хв. Методика випробувань і первинні експериментальні дані наведені в роботі (*Дирда та ін., 2018*); у цій статті виконано їх повторну обробку з метою встановлення зв'язку між геометрією елемента та динамічними параметрами системи, яку він захищає.

Геометрію елемента характеризували безрозмірним параметром

$$\lambda = R / h_p \quad (1)$$

де R – радіус гумового шару, мм; hp - товщина окремого шару гуми, мм. Для порівняння результатів, отриманих для різних стопок, жорсткість подавали в нормованій формі

$$\bar{C}_\lambda = C_\lambda / C_{2,5} \quad (2)$$

де Cλ – жорсткість стопки за відповідного значення λ; С2,5 - жорсткість базового елемента при R/hp = 2,5 (hp = 40 мм, суцільний шар).

Динамічний вплив зміни жорсткості на віброізольовану систему оцінювали за класичними співвідношеннями теорії коливань одномасової системи. Для системи з приведеною масою m і еквівалентною вертикальною жорсткістю С власна кругова частота

$$\omega_0 = \sqrt{(C / m)} \quad (3)$$

Якщо маса машини в процесі експлуатації не змінюється, відносне зміщення власної частоти зручно виразити через відношення поточної та початкової жорсткості:

$$\omega_0(t) / \omega_0(0) = \sqrt{[C(t)/C(0)]} = \sqrt{k_a(t)} \quad (4)$$

де ka(t) - коефіцієнт зміни жорсткості гуми внаслідок старіння на момент часу t. Динамічний режим системи оцінювали через частотне відношення

$$r = \omega / \omega_0 \quad (5)$$

де ω - кругова частота вимушеного збурення. Зростання жорсткості підвищує ω0, і за незмінної частоти збурення це зменшує r, тобто наближає систему до резонансної області. Ефективність віброізоляції для зарезонансного режиму (r > √2) прийнято характеризувати коефіцієнтом передавання вібрації

$$T = 1 / (r^2 - 1) \quad (6)$$

На практиці віброізоляції стаціонарного технологічного обладнання зазвичай прагнуть забезпечити rmin у межах 2,5…3, що відповідає коефіцієнту передавання T ≈ 0,12…0,19.

Значення ka для реальних гумометалевих блоків типу РМБ101 і РМБ102 узято з опублікованих результатів багаторічних промислових досліджень і теоретичного прогнозування старіння гуми (*Lysytsia et al., 2025*). За розробленою в цій роботі моделлю умовно-рівноважного модуля зсуву прогнозована зміна жорсткості гумометалевих блоків через 50 років експлуатації за температури 25 °С не перевищує 11 %. За результатами тривалої промислової експлуатації блоків типу РМБ101 у складі віброконвеєрів КВ2Т (циклічний зсув з амплітудою деформації до 30 % за частоти 10,2 Гц) статична жорсткість зросла не більш як на 25 % після 55 років роботи. Для блоків типу РМБ102, які працювали у квазістатичному режимі стиску з відносною деформацією 10-12 %, жорсткість зросла на 20-24 % приблизно за 50 років. Ці три значення - 11, 24 і 25 % - характеризують різні режими навантаження елементів того самого конструктивного типу і надалі використані як межі можливого діапазону коефіцієнта ka.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ОБГОВОРЕННЯ

Вплив геометрії гумового шару

Результати випробувань чотирьох типорозмірів елементів наведено в таблиці 1.

Залежності P(Δ) для всіх чотирьох стопок наведено на рис. 1. Зі зменшенням товщини окремого шару гуми (і відповідним збільшенням кількості шарів у стопці до незмінної сумарної товщини) крива навантаження - деформація стає значно крутішою: та сама сила деформує тонкошарову стопку в кілька разів менше, ніж стопку з товстого шару.

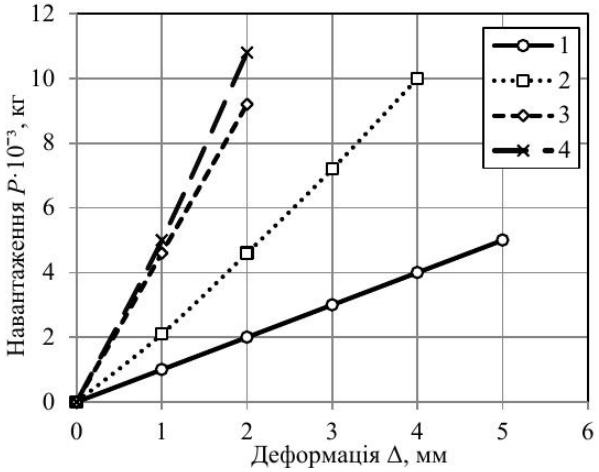


Рис. 1 - Залежність «навантаження - деформація» P(Δ) для стопок гумометалевих елементів: 1 - hp = 40 мм (R/hp = 2,5); 2 - hp = 20 мм (R/hp = 5); 3 - hp = 10 мм (R/hp = 10); 4 - hp = 5 мм (R/hp = 20)

Таблиця 1 - Результати випробувань гумометалевих елементів циліндричної форми

№	hp, мм	n	Δ, мм	P, кг	R/hp	C, кг/см	hм, мм
1	40	1	2	2100	2,5	1050	5
2	20	2	2	5000	5	2500	5
3	10	4	2	10000	10	5000	5
4	5	8	2	10800	20	5400	5

Примітка. hp - товщина гумового шару; n - кількість елементів у стопці; Δ - деформація стопки під навантаженням P; hм - товщина металевої арматури.

Нормовані значення жорсткості й відповідної власної частоти наведено в таблиці 2, обчисленій за формулами (2) і (3) відносно базового елемента з R/hp = 2,5.

Таблиця 2 - Нормована жорсткість і власна частота залежно від R/hp

hp, мм	**R/hp**	**$\bar{C}\lambda$**	**$\omega\bar{0} = \sqrt{\bar{C}\lambda}$**
40	2,5	1,00	1,00
20	5,0	2,38	1,54
10	10,0	4,76	2,18
5	20,0	5,14	2,27

Як видно з таблиці 2, при збільшенні R/hp від 2,5 до 5 жорсткість підвищується у 2,38 раза. При R/hp = 10 вона вже перевищує базове значення у 4,76 раза. Проте подальше збільшення відношення до 20 змінює нормовану жорсткість лише від 4,76 до 5,14, тобто приріст майже вичерпується. Характер залежності R/hp - C, побудований за первинними даними (*Дирда та ін., 2018*), показано на рис. 2: до R/hp ≈ 10 жорсткість зростає плавно, а після цього крива виходить на майже горизонтальну ділянку.

Такий характер кривої узгоджується з відомим положенням про перехід тонкошарового гумового елемента до об'ємного стиску: зі зменшенням hp поперечна деформація гуми дедалі сильніше обмежується металевими пластинами, напружений стан наближається до всебічного стиску, і в роботі елемента замість модуля Юнга E починає проявлятися модуль об'ємного стиску K, який на порядок і більше перевищує E (*Дирда та ін., 2018*). Практично це означає, що для елементів з R/hp > 10 подальше потоншення гумового шару малоефективне як спосіб підвищення жорсткості: виграш стає

незначним, тоді як чутливість конструкції до похибок товщини шару, умов вулканізації та локальних дефектів, навпаки, зростає.

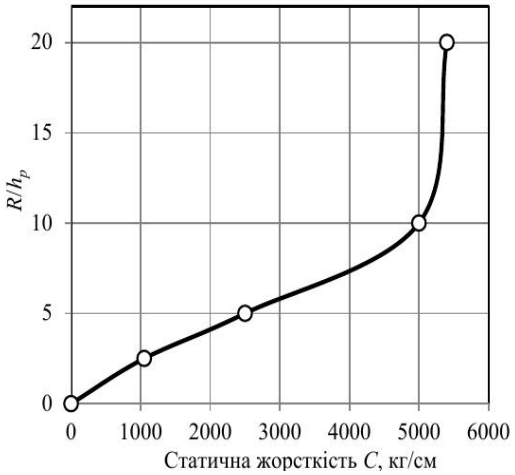


Рис. 2 - Залежність статичної жорсткості С від відношення R/hp

З погляду динаміки машини важливо, що власна частота зростає повільніше за жорсткість, оскільки залежить від кореня квадратного з С. Перехід від R/hp = 2,5 до R/hp = 10 підвищує власну частоту у 2,18 раза, а до R/hp = 20 - у 2,27 раза. Тобто навіть у зоні, де приріст жорсткості вже практично вичерпаний, власна частота продовжує, хоча й повільно, зростати, і за наближення R/hp до 15-20 запас від резонансної області варто перевіряти окремо, а не орієнтуватися лише на форму кривої С(R/hp).

Вплив старіння гуми на жорсткість і власну частоту

Узагальнені опубліковані дані про зростання жорсткості гумометалевих блоків у процесі експлуатації наведено в таблиці 3.

Таблиця 3 - Опубліковані дані про зростання жорсткості гумометалевих блоків РМБ101/РМБ102 у процесі експлуатації

Умови	Тривалість	Приріст жорсткості ka, %
Теоретичний прогноз за рівнянням G∞(t), 25 °C	50 років	≤ 11
Квазістатичний стиск РМБ102, відносна деформація 10-12 %	≈ 50 років	20-24
Циклічний зсув РМБ101 у конвеєрі КВ2Т, амплітуда до 30 %, 10,2 Гц	55 років	≤ 25

Зростання жорсткості гумометалевих блоків з часом добре описується експоненційною залежністю умовно-рівноважного модуля зсуву G∞(t), прогнозна крива якої (за даними *Lysytsia et al., 2025*) наведена на рис. 3. Крива має характерний вигляд: найбільш інтенсивна зміна відбувається протягом перших 15-20 років експлуатації, після чого темп приросту жорсткості поступово сповільнюється. Це узгоджується із загальними уявленнями про структурне старіння еластомерів, коли основна перебудова молекулярної сітки відбувається на ранній стадії, а далі процес наближається до асимптотичного рівня.

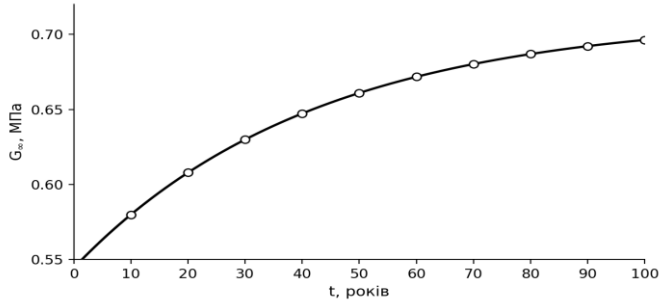


Рис. 3 - Прогнозна крива зміни умовно-рівноважного модуля зсуву G∞ гумометалевих блоків з часом

Для розрахунку зміщення власної частоти скористаємося формулою (4). При ka = 1,11 (теоретичний прогноз, 50 років, 25 °C)

$$\omega_0(t)/\omega_0(0) = \sqrt{1,11} = 1,054$$

тобто власна частота зростає приблизно на 5,4 %. При ka = 1,25 (жорсткий режим циклічного зсуву блоків РМБ101 після 55 років роботи)

$$\omega_0(t)/\omega_0(0) = \sqrt{1,25} = 1,118$$

тобто зростання власної частоти сягає 11,8 %. Проміжне значення ka = 1,20…1,24 (квазістатичний стиск блоків РМБ102) дає зміщення частоти на 9,5-11,4 %. Отже, реальний діапазон зміщення власної частоти внаслідок старіння гуми становить приблизно 5-12 % залежно від режиму навантаження елемента і тривалості його роботи. Величина відносно невелика порівняно з ефектом геометрії (у 2-2,3 раза), проте вона накладається на вже сформоване геометрією динамічне налаштування системи і продовжує розвиватися впродовж усього терміну служби машини, тоді як геометричний ефект фіксується один раз, під час проєктування.

Спільний вплив геометрії та старіння

У таблиці 4 і на рис. 4 наведено розрахункову нормовану власну частоту для чотирьох досліджених типорозмірів елементів до і після старіння, для двох граничних значень ka.

Таблиця 4 - Розрахункова нормована власна частота з урахуванням геометрії та старіння

R/hp	ω̄0 до старіння	ω̄0, ka = 1,11	ω̄0, ka = 1,25
2,5	1,00	1,05	1,12
5,0	1,54	1,63	1,73
10,0	2,18	2,30	2,44
20,0	2,27	2,39	2,54

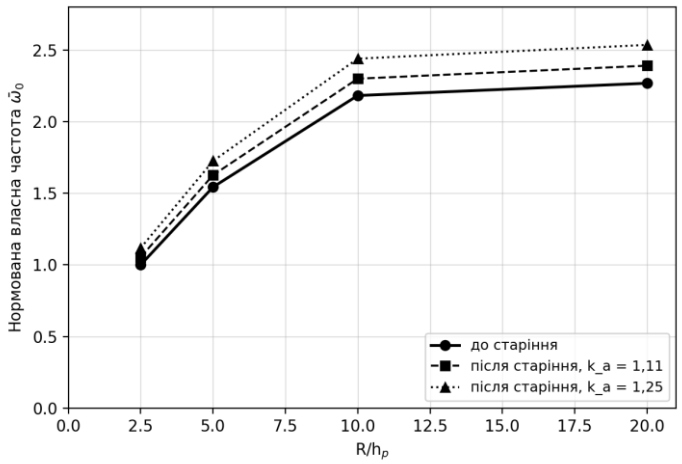


Рис. 4 - Розрахункова нормована власна частота системи залежно від R/hp до і після старіння гуми (ka = 1,11 і ka = 1,25)

Дані таблиці 4 показують, що геометрія формує базовий рівень динамічного налаштування системи, а старіння поступово - і практично незалежно від геометрії у відносному вимірі - зміщує вже сформований рівень. Наприклад, для елемента з R/hp = 10 власна частота зростає з 2,18 до 2,30-2,44 залежно від режиму старіння, тобто додатковий відносний приріст становить ті самі 5-12 %, що й для базового елемента з R/hp = 2,5. Це підтверджує коректність застосування формули (4) незалежно від конкретного значення λ, принаймні в межах дослідженого діапазону R/hp = 2,5…20.

Отриманий результат має практичне значення для розрахунку опор сільськогосподарських машин, оскільки їх джерела збурення (двигуни, трансмісії, вентилятори, робочі органи) здебільшого працюють у відносно вузькому й стабільному частотному діапазоні. Якщо під час проєктування власну частоту системи розташовують близько до нижньої межі робочого частотного діапазону з невеликим запасом, то сумарне зростання власної частоти внаслідок старіння гуми на 8-12 % здатне звести цей запас майже нанівець і перевести систему з режиму віброізоляції у зону підвищеної передачі вібрації.

Критерій оцінювання працездатності

Отримані результати дозволяють розрізняти два граничні стани гумометалевого елемента. Перший - конструкційний, пов'язаний з утратою несучої здатності: поява тріщин, відшарування гуми від арматури, недопустима залишкова деформація. Другий – функціональний, коли елемент лишається цілим, але його жорсткість, а отже й власна частота системи, виходить за межі, у яких забезпечується проєктний рівень зниження вібрації.

Функціональну умову зручно записати через мінімально допустиме частотне відношення:

$$r(t) \geq r_{\min} \tag{7}$$

де rmin визначають за допустимим коефіцієнтом передавання вібрації (6) та робочим частотним спектром конкретної машини. Із співвідношень (3), (5) і (7) випливає гранично допустима жорсткість елемента:

$$C(t) \leq m\,(\omega / r_{\min})^2 \tag{8}$$

Рівняння (8) показує, що допустиме зростання жорсткості не може задаватися однаковим відсотком для всіх типів опор: воно залежить від маси об'єкта, частоти вимушеного збурення та початкового запасу від резонансу конкретної машини. Тому поширену практику заміни елемента після формального зростання жорсткості на 20-25 % доцільно доповнювати перевіркою за рівнянням (8) для конкретного вузла машини.

На практиці функціональний критерій може реалізовуватися через періодичний контроль осідання опори під контрольним навантаженням або вимірювання власної частоти вузла після короткочасного удару чи вимкнення приводу з порівнянням отриманого значення з паспортним. Якщо зростання жорсткості супроводжується наближенням власної частоти системи до робочого діапазону збурення, елемент доцільно замінювати до появи видимих ознак руйнування, тобто раніше, ніж це випливало б з конструкційного критерію.

Приклад розрахунку: підбір гумометалевих опор для зернового сепаратора БЦС-50

Щоб показати, як отримані залежності застосовуються в конкретному інженерному розрахунку, розглянемо віброізоляцію зернового вібровідцентрового сепаратора типу БЦС-50 - машини, широко використовуваної на елеваторах і зерноочисних комплексах для попереднього та первинного очищення зерна від домішок. Маса сепаратора m = 2550 кг, сумарна встановлена потужність електропривода - 12,1 кВт (*Слобожанський Лан, б.д.*). Робочий барабан сепаратора обертається зі швидкістю n = 800 об/хв (Агросепмаш, 2022), що визначає частоту вимушеного збурення від залишкового дисбалансу обертових мас:

$$f = n / 60 = 13{,}3\ Гц;\quad \omega = 2\pi f = 83{,}8\ рад/с$$

Приймемо для опор сепаратора rmin = 3 (див. підрозділ «Матеріали і методи»). За формулою (8) гранично допустима сумарна вертикальна жорсткість опорної системи сепаратора

$$C \leq m(\omega/r_{\min})^2 = 2550\cdot(83{,}8/3)^2 \approx 1{,}99\cdot10^6\ Н/м$$

тобто приблизно 1989 кН/м. За встановлення сепаратора на чотири опорні точки на кожну з них має припадати не більш як

$$C_i \leq 1989 / 4 \approx 497\ кН/м \approx 507\ кгс/см$$

З досліджених у цій роботі елементів (табл. 1) найменшу жорсткість (1050 кгс/см) має базовий елемент з R/hp = 2,5 (hp = 40 мм), проте навіть він приблизно вдвічі жорсткіший за розрахункову потребу. У такому разі раціональніше не шукати інший типорозмір, а з'єднати в кожній опорі послідовно (по висоті) два базових елементи: жорсткість такого дволанкового стовпчика

$$C_{ряд} = C_1/2 = 1050/2 = 525 \text{ кгс/см}$$

практично збігається з розрахунковою потребою (507 кгс/см). Сумарна жорсткість чотириопорної системи в такому разі Сзаг = 4·525 = 2100 кгс/см ≈ 2,06·10⁶ Н/м, звідки ω0 ≈ 28,4 рад/с, а фактичне частотне відношення r ≈ 2,95, тобто практично відповідає прийнятому rmin = 3, а коефіцієнт передавання вібрації за формулою (6) становить T ≈ 0,13.

Якщо в процесі експлуатації жорсткість гуми зросте на прогнозовані для жорстких режимів 25 % (верхня межа діапазону з таблиці 3), частотне відношення зменшиться до r ≈ 2,64, а коефіцієнт передавання вібрації зросте з 0,13 до 0,17, тобто приблизно на третину. Резонансного режиму (r < √2) система не досягає навіть за таким сценарієм, проте ефективність віброізоляції помітно знижується. Це наочно показує практичну цінність запасу, закладеного під час проєктування: вибір опори «впритул» до розрахункового rmin без урахування майбутнього старіння гуми залишає значно менший реальний резерв, ніж здається на етапі проєктування нової машини. Результати розрахунку зведено в таблиці 5.

Таблиця 5 - Приклад розрахунку опор сепаратора БЦС-50 (m = 2550 кг, f = 13,3 Гц, rmin = 3)

Параметр	До старіння	Після старіння, ka = 1,25
Жорсткість опори, кгс/см	525 (4×)	656 (4×)
Сумарна жорсткість Сзаг, Н/м	2,06·10⁶	2,57·10⁶
ω0, рад/с	28,4	31,8
Частотне відношення r	2,95	2,64
Коефіцієнт передавання T	0,13	0,17

ВИСНОВКИ

1. Показано, що жорсткість гумометалевого елемента і його довговічність доцільно розглядати не окремо, а в межах єдиного розрахунку: геометрія гумового шару формує початкову власну частоту віброізольованої системи, а старіння гуми поступово зміщує це початкове налаштування впродовж усього терміну експлуатації.

2. За результатами обробки експериментальних даних для циліндричних гумометалевих елементів (R = 100 мм, hp = 5…40 мм) встановлено, що при збільшенні R/hp від 2,5 до 10 жорсткість елемента зростає у 4,76 раза, а власна частота відповідної системи - у 2,18 раза. Подальше збільшення R/hp до 20 підвищує жорсткість лише до 5,14 раза початкового значення, що свідчить про перехід елемента до режиму, близького до об'ємного стиску гуми, і вичерпання ефекту потоншення шару.

3. За опублікованими даними промислової експлуатації гумометалевих блоків РМБ101 і РМБ102 та теоретичного прогнозу зростання умовно-рівноважного модуля зсуву встановлено, що старіння гуми підвищує жорсткість елемента на 11-25 % залежно від режиму навантаження і тривалості роботи, що відповідає зміщенню власної частоти системи на 5-12 %.

4. Показано, що відносне зміщення власної частоти внаслідок старіння практично не залежить від значення R/hp у дослідженому діапазоні, тобто ефекти геометрії і старіння діють у розрахунку незалежно один від одного і можуть враховуватися послідовно.

5. Запропоновано розрізняти конструкційний і функціональний граничні стани гумометалевого елемента. Функціональний критерій працездатності, отриманий з умови мінімально допустимого частотного відношення, пов'язує граничну жорсткість елемента з масою машини, частотою вимушеного збурення та необхідним запасом від резонансної області, тому універсальний відсоток допустимого зростання жорсткості (наприклад, 20-25 %) без такої перевірки недостатньо обґрунтований для конкретного вузла машини.

6. На прикладі зернового вібровідцентрового сепаратора БЦС-50 (маса 2550 кг, частота збурення від барабана 13,3 Гц) показано практичне застосування критерію (8): для чотириопорної системи з rmin = 3 потрібна жорсткість опори (≈507 кгс/см) практично збігається з жорсткістю послідовного з'єднання двох базових досліджених елементів (525 кгс/см), а прогнозоване старіння гуми на 25 %

знижує частотне відношення з 2,95 до 2,64 і підвищує коефіцієнт передавання вібрації приблизно на третину, не переводячи систему в резонанс.

7. Результати доцільно використовувати під час проєктування опор сільськогосподарських і транспортних машин (зерноочисних сепараторів, дробарок, грохотів, вентиляційного і транспортного обладнання), а також під час планування їх технічного обслуговування - для періодичного контролю жорсткості гумометалевих елементів і завчасного виявлення втрати ефективності віброзахисту до появи видимих ознак руйнування.

СПИСОК ПОСИЛАНЬ

Abdelmoniem, M., & Yagimli, B. (2021). Numerical studies on the heat dissipation process in elastomers under rotating loading direction. Journal of Rubber Research, 24(5), 797-805. https://doi.org/10.1007/s42464-021-00136-1

Abu-Qbeitah, S., Jabareen, M., & Volokh, K. Y. (2023). Modeling cracks in viscoelastic materials at finite strains. International Journal for Numerical Methods in Engineering, 124(19), 4148-4167. https://doi.org/10.1002/nme.7398

BehkamRad, K., & Azizi, M. (2021). Experimental and analytical investigations of a novel energy dissipation device for seismic protection of engineering structures. Structures, 34, 1201-1211. https://doi.org/10.1016/j.istruc.2021.08.063

Bulat, A. F., Dyrda, V. I., Lysytsya, M. I., & Grebenyuk, S. M. (2018). Numerical simulation of the stress-strain state of thin-layer rubber-metal vibration absorber elements under nonlinear deformation. Strength of Materials, 50(3), 387-395. https://doi.org/10.1007/s11223-018-9982-9

Chen, J., Li, X., Chen, C., Yang, C., & Gao, X. (2022). Influence mechanism of rubber thermal oxygen aging on dynamic stiffness and loss factor of rubber isolation pad. International Journal of Polymer Science, 2022, 8673245. https://doi.org/10.1155/2022/8673245

Chen, P., Wang, B., Zhang, Z., Li, T., & Dai, K. (2023). A generalized model of lead rubber bearing considering large strain stiffening and degradation. Engineering Structures, 275, 115264. https://doi.org/10.1016/j.engstruct.2022.115264

Deng, J., Hu, F., Ozbulut, O. E., & Cao, S. (2022). Verification of multi-level SMA/lead rubber bearing isolation system for seismic protection of bridges. Soil Dynamics and Earthquake Engineering, 161, 107380. https://doi.org/10.1016/j.soildyn.2022.107380

Fu, J., Liu, Y., Su, J., Chen, B., & Chen, Z. (2022). Rubber creep model and its influence on mounting stiffness. Applied Sciences, 12(24), 12764. https://doi.org/10.3390/app122412764

Gupta, A., Sharma, R., Thakur, A., & Gulia, P. (2023). Metamaterial foundation for seismic wave attenuation for low and wide frequency band. Scientific Reports, 13, 2293. https://doi.org/10.1038/s41598-023-27678-1

Hohe, J., Gall, M., Fliegener, S., & Hamid, Z. M. A. (2020). A continuum damage mechanics model for fatigue and degradation of fiber reinforced materials. Journal of Composite Materials, 54(21), 2837-2852. https://doi.org/10.1177/0021998320904142

Kari, L. (2017a). Dynamic stiffness of chemically and physically ageing rubber vibration isolators in the audible frequency range: Part 1 - constitutive equations. Continuum Mechanics and Thermodynamics, 29, 1027-1046. https://doi.org/10.1007/s00161-017-0569-7

Kari, L. (2017b). Dynamic stiffness of chemically and physically ageing rubber vibration isolators in the audible frequency range: Part 2 - waveguide solution. Continuum Mechanics and Thermodynamics, 29, 1047-1059. https://doi.org/10.1007/s00161-017-0573-y

Li, P., Gu, B., Wang, F., Zhang, J., Li, X., Han, D., Liu, L., & Li, F. (2024). Self-heating and fatigue crack growth behavior of reinforced NR/BR nanocomposites with different blending ratio. International Journal of Fatigue, 183, 108238. https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2024.108238

Liu, X.-A., Zhang, J., Jia, X., Xiao, S., Chen, D., & Shangguan, W.-B. (2023). Modeling and analysis of dynamic characteristics of rubber isolators for electric vehicles under high-frequency excitation. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 237(12), 2989-3001. https://doi.org/10.1177/09544070221114683

Losanno, D., Calabrese, A., Madera-Sierra, I. E., Spizzuoco, M., Marulanda, J., Thomson, P., & Serino, G. (2022). Recycled versus natural-rubber fiber-reinforced bearings for base isolation: review of the experimental findings. Journal of Earthquake Engineering, 26(4), 1921-1940. https://doi.org/10.1080/13632469.2020.1748764

Lysytsia, M., Lapin, V., Marienkov, M., Ahaltsov, H., Novikova, A., Kalhankov, Y., & Lysytsia, N. (2025). New rubber in seismic and vibration systems for insulating building structures against natural and technogeneous dynamic impact. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 1491, 012025. https://doi.org/10.1088/1755-1315/1491/1/012025

Movahedi-Rad, A. V., Liu, L., & Keller, T. (2024). A novel fatigue life prediction methodology based on energy dissipation in viscoelastic materials, synergistic effects of stress level, stress ratio, and temperature. International Journal of Fatigue, 184, 108296. https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2024.108296

Pellecchia, D., Lo Feudo, S., Vaiana, N., Dion, J.-L., & Rosati, L. (2022). A procedure to model and design elastomeric-based isolation systems for the seismic protection of rocking art objects. Computer-Aided Civil and Infrastructure Engineering, 37(10), 1298-1315. https://doi.org/10.1111/mice.12775

Wu, D., Lin, J., & Xiong, Y. (2022). Analysis of seismic isolation performance of X-shaped rubber bearings (XRBs). Buildings, 12(8), 1102. https://doi.org/10.3390/buildings12081102

Агросепмаш. (2022). Порівняння сучасних сепараторів зерна РБС із БЦС та ОВС [Comparison of modern grain separators RBS with BCS and OVS]. https://agrosepmash.ua/uk/porivnyannya-suchasnix-separatoriv-zerna-rbs-iz-bcs-ta-ovs/

Дирда, В. І., Калганков, Є. В., Цаніді, І. М., Черній, О. А., Толстенко, О. В., Деркач, О. Д., & Кабат, О. С. (2018). Особливості розрахунків гумометалевих елементів з урахуванням ефекту об'ємного стиску [Specificity of rubber-metal elements calculation with taking into account effect of bulk compression]. Геотехнічна механіка, 138, 160-168.

Слобожанський Лан. (б.д.). Зерноочисний сепаратор БЦС-50: технічні характеристики [Grain-cleaning separator BCS-50: technical specifications]. Здобуто 15 вересня 2026 р. з https://sllan.com.ua/ua/tehnika-v-sbore/zernoochistitelnyj-separator-btss-50

e-ISSN 2708-9754; ISSN 2307-1699
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, 2026, Вип. 52
AGRICULTURAL MACHINES, 2026, Vol. 52

ASSESSMENT OF THE CURRENT AGROECOLOGICAL STATE OF DRAINED SOILS IN THE TRANSITIONAL ZONE OF VOLYN REGION AND SUBSTANTIATION OF DIRECTIONS FOR ITS OPTIMIZATION

S. Bondarchuk*

Lutsk National Technical University, Lutsk, Ukraine

AGRICULTURAL MACHINES
АСМ
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Key words:
drained lands
agrochemical state
agroecological state
degradation processes
rational use
renaturalization

Article history:
Received 29.09.226
Reviewed 08.10.2026
Approved 30.10.2026

Corresponding author:*
s.bondarchuk@lntu.edu.ua

ABSTRACT

The article presents an assessment of the current agroecological state of drained soils in the transitional zone of Volyn region, which lies between the Polissia and Forest-Steppe zones and includes the former Kivertsi, Rozhyshche, Kovel and Turiisk districts. Since the 1960s, large-scale drainage reclamation was carried out in the region, and 416.6 thousand ha were drained by 2001. After 1990, hydro-reclamation construction practically stopped, application of fertilizers decreased, and a significant share of the drained land is no longer used, becomes overgrown and degrades. The paper shows that the swampiness of the transitional zone (46.6%) is close to that of the Polissia zone (50.7%), and that individual districts of the transitional zone are even more swampy. The agrochemical and ecological-agrochemical scores of the soils were analysed; the lowest values were found for swamp, peat-swamp and peat soils (27.3–34.1 points). It was established that the weighted average humus content in mineral drained soils decreased from 1.77% to 1.5% (by 15%) from the early 1990s to 2014, with an annual dehumification rate of about 1%. The main degradation processes (accelerated peat mineralization, over-drying, deflation, secondary waterlogging, peat fires) are interrelated. According to the estimates, more than 60% of the drained areas (about 80 thousand ha) need reconstruction or major repairs, and 10,096 ha of low-productivity land should be renaturalized by afforestation. Directions for optimizing the agroecological state of drained soils are substantiated.

DOI: 10.36910/acm.vi52.2351

To cite this article:
Bondarchuk, S. (2026). Assessment of the current agroecological state of drained soils in the transitional zone of Volyn region and substantiation of directions for its optimization. *Agricultural Machines*, *52*, 209–216. https://doi.org/10.36910/acm.vi52.2351

e-ISSN 2708-9754; ISSN 2307-1699
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, 2026, Вип. 52
AGRICULTURAL MACHINES, 2026, Vol. 52

УДК 631.372:621.752.2:678.4

ОЦІНКА СУЧАСНОГО АГРОЕКОЛОГІЧНОГО СТАНУ ОСУШУВАНИХ ҐРУНТІВ ПЕРЕХІДНОЇ ЗОНИ ВОЛИНСЬКОЇ ОБЛАСТІ ТА ОБҐРУНТУВАННЯ НАПРЯМІВ ЙОГО ОПТИМІЗАЦІЇ

С.П. Бондарчук*

Луцький національний технічний університет, Луцьк, Україна

AGRICULTURAL MACHINES
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Ключові слова:
осушені землі
агрохімічний стан
агроекологічний стан
деградаційні явища
раціональне використання
ренатуралізація

Історія публікації:
Отримано 29.09.2026
Прорецензовано 08.10.2026
Затверджено до друку 30.10.2026

Автор для листування:*
s.bondarchuk@lntu.edu.ua

АНОТАЦІЯ

У статті наведено оцінку сучасного агроекологічного стану осушуваних ґрунтів перехідної зони Волинської області, яка займає проміжне положення між поліською і лісостеповою зонами та охоплює колишні Ківерцівський, Рожищенський, Ковельський і Турійський райони. Починаючи із 60-х років минулого століття у регіоні проводились масштабні гідромеліоративні роботи, внаслідок чого на рівень 2001 року осушено 416,6 тис. га. Після 1990 року гідромеліоративне будівництво практично припинилось, скоротилось внесення добрив, а значні площі осушених земель не використовуються, заростають і деградують. Показано, що заболоченість перехідної зони (46,6 %) наближається до заболоченості поліської зони (50,7 %), а окремі її райони заболочені навіть більше. Проаналізовано агрохімічну та еколого-агрохімічну оцінку ґрунтів: найнижчі показники мають болотні, торфово-болотні й торфові ґрунти (27,3–34,1 бала). Встановлено, що середньозважений вміст гумусу в мінеральних осушених ґрунтах знизився з 1,77 % на початку 1990-х років до 1,5 % у 2014 році (на 15 %), а щорічні темпи дегуміфікації становлять близько 1 %. Основні деградаційні процеси (прискорена мінералізація торфу, переосушення, дефляція, вторинне заболочення, пожежі на торфовищах) взаємопов'язані. За оцінками автора, понад 60 % осушуваних масивів (близько 80 тис. га) потребують реконструкції або капітального ремонту, а 10 096 га малопродуктивних земель доцільно ренатуралізувати шляхом заліснення. Обґрунтовано напрями оптимізації агроекологічного стану осушуваних ґрунтів.

DOI: 10.36910/acm.vi52.2351

Цитувати цю статтю:
Бондарчук, С. П. (2026). Оцінка сучасного агроекологічного стану осушуваних ґрунтів перехідної зони Волинської області та обґрунтування напрямів його оптимізації. *Сільськогосподарські машини*, *52*, 209–216. https://doi.org/10.36910/acm.vi52.2351

СТАН ПИТАННЯ ТА АНАЛІЗ ПУБЛІКАЦІЙ

Сучасний стан ґрунтів в Україні викликає серйозне занепокоєння через ряд деградаційних процесів, які широко поширені та спричиняють незворотні зміни у властивостях і режимах ґрунтів, подекуди приводячи до втрати їх продуктивних властивостей і родючості. Прогресивне зниження запасів гумусу, декальцинація, прискорений розклад торфових покладів та ерозійні процеси – лише неповний перелік загрозливих явищ, притаманних майже всім масивам ґрунтів України (*Шевчук та ін., 2016; Зінчук та ін., 2021*). Щороку фіксуються сотні й тисячі випадків незаконного знищення родючого шару, забруднення ґрунтів нафтопродуктами, важкими металами, залишками пестицидів та іншими забруднювачами. Значна кількість орендарів земельних ділянок не зацікавлена у збереженні їх родючості та підтриманні якісних характеристик ґрунтового покриву.

Зважаючи на значення ґрунтових ресурсів для країни, постає питання про їх раціональне використання, охорону від знищення, виснаження та деградації, а також впровадження дієвого механізму забезпечення розширеного відтворення родючості.

Ще більші загрози розвитку деградаційних явищ притаманні вразливим і малостійким ґрунтовим ландшафтам, які вже зазнали суттєвого втручання людини. Серед таких ґрунтових відмін – осушувані ґрунти, що займають значні площі у Волинській області (*Зузук та ін., 2012*). Порушення природних екосистем унаслідок осушувальних меліорацій стосуються не лише ґрунтів, а й інших компонентів екосистем – рослинного і тваринного світу, поверхневих водних об’єктів тощо.

Волинська область, як і інші області півночі України, характеризується наявністю значних площ боліт, заболочених та перезволожених земель. Тенденція до загострення деградаційних процесів у ґрунтах осушувальних систем і на прилеглих територіях в останні роки посилюється через глобальне потепління та зміни клімату. Це особливо проявляється в зонах, де у 60–90-х роках минулого століття проводились широкомасштабні осушувальні роботи без урахування еколого-економічного підходу, з прагненням до якомога більшої площі осушення. Йдеться про території поза межами Полісся, де перезволоження відбувалось переважно періодично, а стовідсоткової потреби в осушенні не було. Попри це, осушення зазнали значні площі, зокрема й у так званій перехідній зоні Волинської області.

Агроекологічний стан осушуваних земель, питання ефективності їх використання та шляхи його поліпшення розглядались у працях В.Є. Алексієвського, С.Т. Вознюка, П.І. Коваленка, М.О. Клименка, Д.В. Лико, Р.С. Трускавецького, С.І. Веремеєнка, В.С. Мошинського, М.І. Ромащенка та ін. (*Веремеєнко, 1977; Мошинський, 2003*). Їхні дослідження свідчать, що ці землі можна використовувати більш ефективно за рахунок комплексу агромеліоративних та структурних меліорацій. Водночас комплексна оцінка сучасного стану осушуваних ґрунтів саме перехідної зони Волинської області та обґрунтування напрямів його оптимізації залишаються недостатньо висвітленими. Окремі аспекти цієї проблеми розглядались автором раніше (*Бондарчук та Бондарчук, 2009; Бондарчук та ін., 2019, 2021*).

Актуальність теми полягає в тому, що значні площі меліорованих земель області нині не використовуються, деградують, заростають і спричиняють кризові екологічні процеси. Тому важливо провести всебічну оцінку сучасного стану таких земель і розробити заходи з їх раціонального використання та охорони.

МЕТА І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою дослідження є оцінка сучасного агроекологічного стану осушуваних ґрунтів перехідної зони Волинської області та обґрунтування напрямів його оптимізації.

Для досягнення мети вирішувались такі завдання:

– проаналізувати поширення заболочених земель та масштаби осушувальних меліорацій у перехідній зоні;

– оцінити агрохімічний та еколого-агрохімічний стан осушуваних мінеральних і торфових ґрунтів;

– виявити основні деградаційні процеси на осушених землях та їх взаємозв’язки;

– обґрунтувати напрями оптимізації агроекологічного стану та раціонального використання осушених земель.

МАТЕРІАЛИ І МЕТОДИ

Об'єктом дослідження є осушувані ґрунти перехідної зони Волинської області. Область поділена на три зони – поліську, перехідну та лісостепову. Перехідна зона розташована в центральній частині області, займає проміжне положення між Поліссям і Лісостепом і територіально охоплює колишні Ківерцівський, Рожищенський, Ковельський та Турійський райони (нині частини Луцького та Ковельського районів). Вона відповідає цій характеристиці за кліматичними умовами, рельєфом, утворенням і поширенням різних типів ґрунтів та іншими місцевими природними умовами *(Шевчук та ін., 2016)*. Загальна площа перехідної зони становить близько 5,3 тис. км², або 26 % території області.

Методи дослідження: збір інформації, аналіз, спостереження, прогноз та проектування заходів *(Бондарчук та ін., 2019)*. Аналізувались фондові матеріали (стан торфових покладів до будівництва осушувальних систем), дані сучасного зондування торфу та моніторингових спостережень у межах еталонних систем. У процесі спостережень досліджено динаміку основних елементів живлення, pH, вмісту гумусу та інших показників, водно-фізичні характеристики меліорованих ґрунтів зони.

Слід зауважити, що поділ області на зони є досить умовним. Якщо проаналізувати розташування окремих районів та відсоток їх заболоченості, то деякі райони перехідної зони заболочені більше, ніж у поліській. Так, колишній Ковельський район перехідної зони характеризується заболоченістю 52,0 %, тоді як колишні Любомльський та Маневицький райони поліської зони – лише 45,7 та 46,3 % відповідно.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ОБГОВОРЕННЯ

Поширення заболочених земель та осушувальні меліорації. Болота, заболочені та перезволожені землі займають у Волинській області близько 845 тис. га, або 42 % її площі. Найбільше таких земель розташовано в поліській зоні – 517,9 тис. га, значно менше в перехідній – 245,8 тис. га, і найменше в лісостеповій – 81,5 тис. га (табл. 1). Проте відсоток заболоченості перехідної зони несуттєво менший, ніж поліської (46,6 проти 50,7 %), тоді як у лісостеповій зоні він становить лише 18 %.

Табл. 1 – Питома вага заболочених земель Волинської області, тис. га

Зона	Загальна площа	Боліт, заболочених і перезволожених земель	% заболоченості
Поліська	1025,5	517,9	50,7
Перехідна	527,5	245,8	46,6
Лісостепова	449,1	81,5	18,0
Загалом в області	2002,1	845,2	42,2

Серед окремих районів перехідної зони найбільші загальну площу, площу побудованих осушувальних систем і відсоток заболоченості мав колишній Ковельський район – відповідно 173,3 тис. га, 47,6 тис. га і 52,0 %. Інші три колишні райони зони характеризуються наявністю від 27 до 30 тис. га осушувальних систем.

Сільськогосподарське освоєння цих земель шляхом гідромеліоративних робіт і будівництва осушувальних систем розпочалося з 60-х років минулого століття. На рівень 2001 року в області було осушено 416,6 тис. га, у тому числі 236,6 тис. га – гончарним дренажем; двобічне регулювання рівнів ґрунтових вод передбачалось на площі 157,1 тис. га, а на площі 47,9 тис. га побудовано польдерні системи. З осушуваних угідь на ріллю припадало 148,6 тис. га, сіножаті – 107 тис. га, пасовища – 90,8 тис. га. Якщо в середньому по області орні землі становили 64,5 % сільськогосподарських угідь, пасовища – 19 %, сіножаті – 15,4 %, то в структурі осушуваних земель орні землі становили 35,7 %, пасовища – 21,8 %, сіножаті – 25,7 %. Нині в регіоні нараховується 57 осушувальних систем, із них 47 міжгосподарських (130,3 тис. га) і 10 внутрішньогосподарських (5,2 тис. га).

Найвищі темпи будівництва осушувальних систем спостерігались у 1970–1990 рр., коли щорічно вводилось в експлуатацію від 10 до 15 тис. га осушуваних земель. Починаючи з 1990-х років

гідромеліоративне будівництво в регіоні практично припинилось, виконувались лише капітальний ремонт та підтримання в належному стані елементів осушувальних систем.

Заторфованість осушених ґрунтів ще чіткіше виявляє відмінності між зонами: у поліській зоні нараховується 87,2 тис. га торфовищ, у перехідній – 25, у лісостеповій – 12,8 тис. га. Ще виразніша тенденція стосується торфових ґрунтів з глибиною торфу понад 1 м: у поліській зоні їх 19 тис. га, а в перехідній – лише 3 тис. га.

Агрохімічний стан осушуваних ґрунтів. Основною метою осушувальних робіт є досягнення оптимального водно-повітряного режиму для сільськогосподарських культур. Водночас унаслідок кардинальної зміни водного режиму погіршується не лише поживний і тепловий, а й водно-повітряний режим цих ґрунтів, а отже, і їх агроекологічний стан. Він є наслідком розбалансування поживного режиму та погіршення ґрунтових режимів і процесів, які не сприяють підвищенню продуктивності земель.

Гідроморфні ґрунти перехідної зони досить різноманітні за агрохімічними властивостями *(Шевчук та ін., 2016; Бондарчук та ін., 2019)* і представлені переважно 15 групами. Найбільш поширені дерново-підзолисті глеюваті (близько 58 %), дерново-підзолисті піщані та сірі опідзолені (по 10 %), а також дернові глейові карбонатні та легкосуглинкові (8 %). Для оцінки рівня родючості необхідно знати склад і властивості ґрунту: для мінеральних осушених ґрунтів визначальними є склад ґрунтотворних порід, вміст і якість гумусу, фізико-хімічні властивості, а для торфових – потужність торфового горизонту, ступінь розкладу та склад органічної речовини, зольність і склад золи.

Осушувані ґрунти, як мінеральні, так і торфові, є малопродуктивними за вмістом основних поживних елементів; вміст гумусу коливається від 1,5 до 2 % *(Зінчук та ін., 2021)*. Найкращим бонітетом (агрохімічний бал) характеризуються дернові глейові карбонатні та легкосуглинкові ґрунти (47,4 бала), а також сірі й темно-сірі опідзолені (46,0–46,9). Найнижчу забезпеченість мають болотні супіщані і легкосуглинкові (27,3), торфово-болотні (33,9) та торфові ґрунти (34,1). Ці ґрунти мають і досить низьку еколого-агрохімічну оцінку, що вказує на наявність екологічних проблем (табл. 2).

Табл. 2 – Агрохімічна та еколого-агрохімічна оцінка ґрунтів зони

Тип ґрунту	Агрохімічна характеристика, бал	Еколого-агрохімічна оцінка, бал
Дерново-підзолисті піщані, зв’язно піщані	41,8	40,6
Дерново-підзолисті глеюваті та глейові супіщані і легкосуглинкові	40,0	39,5
Сірі опідзолені	46,0	42,9
Темно-сірі опідзолені	46,9	43,2
Дернові глейові карбонатні та легкосуглинкові	47,4	47,1
Дернові неглибокі, піщані та зв’язнопіщані, та оглеєні відміни	44,9	44,3
Дернові глейові супіщані і легкосуглинкові	39,3	23,9
Лучні ґрунти	39,4	36,6
Лучно-болотні	44,1	40,9
Болотні супіщані і легкосуглинкові	27,3	25,8
Торфувато-болотні	41,7	40,5
Торфово-болотні	33,9	32,7
Торфовища низинні	34,1	29,6

Застосування у 70–90-х роках XX століття значних обсягів органічних та мінеральних добрив істотно позитивно вплинуло на фізико-хімічні й агрохімічні показники. Однак з початку 90-х років до 2010–2015 рр. дози добрив значно скоротились, а отже, знизився й ступінь забезпечення ґрунтів елементами мікро- та макроживлення. Крім того, у цей період погіршилась культура аграрного виробництва, а значні площі перестали використовуватись. Виявлені закономірності зміни агрохімічних показників за тривалого використання гідроморфних ґрунтів поліських районів Волині в основному корелюють із загальною ситуацією ґрунтів області.

Зменшення внесення добрив вплинуло й на вміст та запаси гумусу в мінеральних осушених ґрунтах: із середньозваженого вмісту 1,77 % на початку 1990-х років він знизився до 1,5 % у 2014 році, тобто на 15 %, і продовжує знижуватись *(Зінчук та ін., 2021)*. Щорічні темпи дегуміфікації становлять близько 1 % (від усіх запасів гумусу), або 4,52 ц/га за 2010–2014 рр. За такого господарювання через 100 років ґрунти можуть залишитися без гумусу з усіма наступними наслідками.

Деградаційні процеси на осушених землях. Паралельно з погіршенням агрохімічних властивостей на гідроморфних ґрунтах поширюються інтенсивні деградаційні процеси: дегуміфікація, декальцинація, посилена мінералізація торфу, пожежі на торфовищах, дефляція та ін. Основними процесами, притаманними меліорованим ґрунтам Волинської області, є прискорене спрацювання шару торфу, інтенсивне вимивання біогенних компонентів за межі кореневмісного шару, дефляція, вторинне заболочення, переосушення та гідрофобізація торфу, вторинне озалізнення та окарбоначення, пожежі на торфовищах тощо *(Бондарчук та ін., 2021; Бондарчук та Бондарчук, 2009)*.

Результати спостережень показали, що різні види деградаційних процесів на осушених землях взаємопов'язані: прояв одного з них часто приводить до виникнення інших. Оскільки визначальним фактором на осушених масивах є стан водного режиму, негативні процеси спричиняє насамперед переосушення. На торфових ґрунтах найчастіше виникають такі зв'язані ланцюги: переосушення – деградація хімічних властивостей (озалізнення, окарбоначення); переосушення – прискорена мінералізація; переосушення – вітрова ерозія; переосушення – забруднення ґрунтових вод і продукції сполуками азоту; переосушення – дефляція – вторинне забруднення ґрунту радіонуклідами. Тому для запобігання цим процесам насамперед необхідно проводити заходи з оптимізації водного режиму.

Моніторингові спостереження в межах еталонних систем показали, що одним із найнебезпечніших проявів деградації є прискорена мінералізація (спрацювання) торфу осушених торфовищ. Аналіз фондових матеріалів та сучасне зондування торфу свідчать про реальну небезпеку перетворення потенційно високородючих торфових ґрунтів за порівняно нетривалий час на малородючі глеєземи. З погляду збереження торфових покладів і якомога тривалішого використання торфових ґрунтів у сільськогосподарському виробництві найдоцільнішим є їх використання під пластом багаторічних трав та в лучно-польовій сівозміні *(Веремеєнко, 1977)*.

В умовах нестачі атмосферних опадів в останні роки все частіше спостерігається переосушення як торфових, так і мінеральних ґрунтів, а також прилеглих масивів. Одним із негативних наслідків переосушення торфовищ є поширення пожеж і знищення продуктивного торфового орного шару. Порушення природних процесів в осушених ґрунтах та розвиток деградаційних процесів не могли не позначитися на такому комплексному показнику, як врожайність сільськогосподарських культур.

Напрями оптимізації агроекологічного стану. Проведений аналіз агроекологічного стану гідроморфних ґрунтів перехідної зони збігається з висновками вітчизняних і закордонних учених *(Мошинський, 2003; Зузук та ін., 2012)* про те, що значна частина осушених масивів використовується нераціонально, меліоративна сітка заростає та замулюється, окремі частини масивів зазнають вторинного заболочення, а обсяги робіт водогосподарських організацій з експлуатації й підтримання меліоративних систем є недостатніми. Господарська діяльність сільгоспвиробників на цих землях в умовах реформування аграрного виробництва та економічних труднощів також не сприяє отриманню високих урожаїв.

Покращення агроекологічного стану меліорованих ґрунтів, на нашу думку, необхідно здійснювати двома основними шляхами:

– забезпечення працездатності меліоративних систем;

– проведення заходів із ренатуралізації (особливо на малопродуктивних землях).

Існує і третій шлях – залишити осушені масиви напризволяще, не проводити жодних заходів і лише спостерігати за тим, що відбувається. Нині такий шлях характерний якщо не для більшості, то для 30–40 % осушуваних земель. Проте, як показують дослідження, такий неконтрольований спосіб поводження з меліорованими землями економічно невиправданий і призводить до численних ґрунтових та екосистемних деградаційних процесів.

За нашими підрахунками, понад 60 % осушуваних масивів перехідної зони Волинської області потребують заходів реконструкції або капітального ремонту, що становить близько 80 тис. га; крім того, практично всі масиви потребують поточних ремонтних робіт, які виконуються не в повному обсязі. На території перехідної зони виявлено 10 096 га малопродуктивних осушених земель, які необхідно піддати ренатуралізації шляхом заліснення *(Бондарчук та ін., 2021; Бондарчук та Бондарчук, 2024)*. У ході дослідження визначено типи таких ґрунтів і їх площі: переважну більшість становлять дерново-підзолисті глеюваті піщані ґрунти на піщаних та супіщаних відкладах, а також дерново-підзолисті та підзолисто-дернові глейові піщані ґрунти.

Рекомендації щодо високоефективного використання осушуваних земель будуть ефективними й економічно виправданими лише на технічно досконалих меліоративних системах, які забезпечують необхідний водний режим для вирощування основних сільськогосподарських культур згідно з проектними розрахунками.

ВИСНОВКИ

1. Заболоченість перехідної зони Волинської області (46,6 %) наближається до заболоченості поліської зони (50,7 %); осушувальні меліорації охопили значні площі (416,6 тис. га в області станом на 2001 рік), проте з 1990-х років гідромеліоративне будівництво практично припинилось.

2. Осушувані ґрунти зони малопродуктивні за вмістом поживних елементів; найнижчу агрохімічну та еколого-агрохімічну оцінку мають болотні, торфово-болотні й торфові ґрунти. Вміст гумусу в мінеральних осушених ґрунтах знизився з 1,77 до 1,5 % (на 15 %), темпи дегуміфікації становлять близько 1 % на рік.

3. Деградаційні процеси на осушених землях (прискорене спрацювання торфу, переосушення, дефляція, вторинне заболочення, пожежі) взаємопов’язані, тому першочерговим заходом є оптимізація водного режиму.

4. Понад 60 % осушуваних масивів зони (близько 80 тис. га) потребують реконструкції або капітального ремонту, а 10 096 га малопродуктивних земель доцільно ренатуралізувати шляхом заліснення.

5. Нормальному забезпеченню працездатності меліоративних систем може сприяти лише комплекс заходів – експлуатаційних, агромеліоративних, агротехнічних, організаційних і правових. Взаємовідносини між сільськогосподарськими товаровиробниками та державними водогосподарськими організаціями доцільно будувати на договірній основі з використанням положень Водного і Земельного кодексів. Для товаровиробників, які виконують державні замовлення на продукцію з меліорованих земель, можуть бути встановлені пільгові тарифи на оплату меліоративних послуг, а також запроваджено комплекс економічних стимулів для підвищення продуктивності меліорованих земель.

6. Використання осушених земель нині у багатьох випадках неефективне. Необхідно розробити регіональну програму інвентаризації осушених земель для визначення ефективності їх використання, екологічного моніторингу та схеми ренатуралізації. До складання програми мають бути залучені відомства Міністерства охорони навколишнього природного середовища, Державного комітету із земельних ресурсів, Державного комітету водного господарства, Державного комітету лісового господарства та органи місцевої влади.

СПИСОК ПОСИЛАНЬ

Бондарчук С.П., Бондарчук Л.Ф. (2009) Агроекологічний стан осушуваних земель перехідної зони Волинської області / Agroecological state of drained lands of the transitional zone of Volyn region // Вісник Львівського національного аграрного університету. № 13. С. 92–96.

Бондарчук С.П., Бондарчук Л.Ф. (2024) Екологічна оцінка та раціональне використання земельних ресурсів територіальних громад районів Волинської області / Ecological assessment and rational use of land resources of territorial communities of Volyn region districts // Збірник матеріалів VII Всеукраїнської науково-практичної конференції «Управління та раціональне використання земельних ресурсів в територіальних громадах у

повоєнний період». Херсон: ХДАЕУ. С. 112–116. URL: https://ksau.kherson.ua/files/konferencii/2024/05/Mater_konf_7_03_2024.pdf

Бондарчук С.П., Бондарчук Л.Ф., Мерленко І.М., Ковальчук Н.С. (2019) Оцінка агроекологічного стану осушуваних земель Маневицького району Волинської області / Assessment of the agroecological condition of the dried lands of the Manevich district of the Volyn region // Вісник НУВГП. Сільськогосподарські науки: зб. наук. праць. Рівне: НУВГП. Вип. 2(86). С. 113–123. DOI: https://doi.org/10.31713/vs2201911

Бондарчук С.П., Бондарчук Л.Ф., Федонюк В.В., Іванців В.В. (2021) Агроекологічна оцінка можливості ренатуралізації меліорованих земель як напрямку вирішення регіональних екологічних проблем Північно-Західного Полісся / Agroecological assessment of the possibility of renaturalization of reclaimed lands as a way to solve regional environmental problems of North-Western Polissia // Міжнародний науковий журнал «Грааль науки». № 1 (лютий). Матеріали І Міжнародної науково-практичної конференції «An integrated approach to science modernization: methods, models and multidisciplinarity». С. 171–176.

Веремеєнко С.І. (1977) Еволюція та управління продуктивністю ґрунтів Полісся України / Evolution and management of soil productivity in Polissia of Ukraine. Луцьк: Надстир'я. 314 с.

Зінчук М.І., Бондарчук С.П., Бондарчук Л.Ф., Мерленко І.М., Ковальчук Н.С. (2021) Динаміка гумусу та основних елементів живлення у ґрунтах Волинської області / Dynamics of humus and main nutrients in soils of Volyn region // Вісник НУВГП. Сільськогосподарські науки: зб. наук. праць. Рівне: НУВГП. Вип. 1(93). С. 90–100. URL: https://ep3.nuwm.edu.ua/21291/

Зузук Ф.В., Колошко Л.К., Карпюк З.К. (2012) Осушені землі Волинської області та їх охорона / Drained lands of Volyn region and their protection: монографія. Луцьк: ВНУ ім. Лесі Українки. 294 с.

Мошинський В.С. (2003) Методи управління продуктивністю та екологічною стійкістю осушуваних земель за даними моніторингу / Methods of managing productivity and ecological stability of drained lands based on monitoring data: дис. … д-ра с.-г. наук: 06.01.02. Рівне: УДУВГП. 363 арк.

Шевчук М.Й., Зінчук М.І., Зіньчук П.Й. та ін. (2016) Ґрунти Волинської області / Soils of Volyn region: монографія / за ред. М.Й. Шевчука. 2-ге вид., переробл. і доповн. Луцьк: Вежа-Друк. 144 с.

e-ISSN 2708-9754; ISSN 2307-1699
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, 2026, Вип. 52
AGRICULTURAL MACHINES, 2026, Vol. 52

ALGORITHM FOR MODELING CURVED MOTION

V. Melnyk[1], O. Kalnaguz[2], Y. Sirenko[2*]

[1]State Biotechnology University, Kharkiv, Ukraine
[2]Sumy National Agrarian University, Sumy, Ukraine

AGRICULTURAL MACHINES
AM
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Key words:
machine-tractor unit,
field unit,
power source,
motion trajectory,
curvilinear motion,
maneuver,
mathematical modeling.

Article history:
Received 01.10.2026
Reviewed 08.10.2026
Approved 30.10.2026

[*]***Corresponding author:***
sirenko.ula_2018@gmail.com

ABSTRACT

This paper examines the problem of simplifying the mathematical modeling of the curvilinear motion of a mobile power vehicle and proposes an algorithm that ensures the sequential generation of the calculated trajectory of its center of gravity. The aim of the study is to develop an accessible method for determining the vehicle's position coordinates during a turn, with the ability to perform calculations in Microsoft Excel. The algorithm is based on the vehicle's structural and kinematic parameters: the distance from the center of gravity to the rear axle, the initial and final values of the steering angle and heading angle, as well as the specified angle increment. This makes it possible to generate the trajectory without first obtaining a set of experimental coordinates. The algorithm involves dividing a complex curvilinear maneuver trajectory into separate simple segments and calculating them sequentially. For each segment, a discrete sequence of yaw angle values is generated, converted to radians, and the rate of change of heading angle, the current heading angle, and the radius of curvature are determined. In the next step, the X and Y coordinates of the tractor's center of gravity are calculated using mathematical relationships. The obtained values are organized into a spreadsheet and used as the input array for constructing a scatter plot. If the trajectory consists of several consecutive segments, the calculated coordinates are combined into a single curve that represents the complete path of the energy vehicle's curvilinear motion. The main result of the study is an algorithm that combines mathematical calculation, tabular representation of coordinates, and graphical modeling of the trajectory within a single software environment. Its application allows for the rapid modification of the vehicle's initial geometric and kinematic characteristics, the automatic recalculation of coordinates, and the comparison of curvilinear motion maneuvers. The practical value of the proposed approach lies in the ability to use it for preliminary kinematic analysis of the trajectories of various agricultural vehicles without resorting to complex specialized software packages. The developed algorithm can serve as a basis for further research into the geometry of field machinery turns and for evaluating the impact of their design parameters on trajectory configuration. The proposed algorithm can also be used as a mathematical basis for developing software for automatic tractor control systems during automated turns on field turning lanes.

DOI: 10.36910/acm.vi52.2353

To cite this article:
Melnyk, V., Kalnaguz, O. & Sirenko, Y. (2026). Algorithm for modeling curved motion. *Agricultural Machines*, *52*, 217–225. https://doi.org/10.36910/acm.vi52.2353

e-ISSN 2708-9754; ISSN 2307-1699
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, 2026, Вип. 52
AGRICULTURAL MACHINES, 2026, Vol. 52

УДК 631.16:536, 641

АЛГОРИТМ МОДЕЛЮВАННЯ КРИВОЛІНІЙНОГО РУХУ

В.І. Мельник[1], О.М. Калнагуз[2], Ю.В. Сіренко[2*]

[1]Державний біотехнологічний університет, Харків, Україна
[2]Сумський національний аграрний університет, Суми. Україна

AGRICULTURAL MACHINES
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Ключові слова:
машинно-тракторний агрегат,
польовий агрегат,
енергетичний засіб,
траєкторія руху,
криволінійний рух,
маневр,
математичне моделювання

Історія публікації:
Отримано 01.10.2026
Прорецензовано 08.10.2026
Затверджено до друку
30.10.2026

[*]***Автор для листування:***
sirenko.ula_2018@gmail.com

АНОТАЦІЯ

У роботі розглянуто проблему спрощення математичного моделювання криволінійного руху мобільного енергетичного засобу та запропоновано алгоритм, що забезпечує послідовне формування розрахункової траєкторії його центра ваги. Метою дослідження є створення доступного способу визначення координат положення машини під час повороту з можливістю реалізації розрахунків у табличному процесорі Microsoft Excel. В основу алгоритму покладено конструктивні та кінематичні параметри енергетичного засобу: відстань від центра ваги до задньої осі, початкові й кінцеві значення кута повороту та курсового кута, а також заданий крок зміни кута. Це дає змогу формувати траєкторію без попереднього отримання масиву експериментальних координат. Алгоритм передбачає розподілення складної криволінійної траєкторії маневру на окремі прості ділянки та їх послідовний розрахунок. Для кожної ділянки формується дискретний ряд значень кута повороту, виконується його переведення у радіани, визначаються коефіцієнт інтенсивності зміни курсового кута, поточний курсовий кут і радіус кривизни. Наступним етапом за математичними залежностями обчислюються координати X і Y центра ваги трактора. Отримані значення систематизуються в електронній таблиці та використовуються як вихідний масив для побудови точкової діаграми. Якщо траєкторія містить декілька послідовних ділянок, розраховані координати об'єднуються в єдину криву, що відображає повний шлях криволінійного переміщення енергетичного засобу. Основним результатом дослідження є алгоритм, який поєднує математичний розрахунок, табличне відображення координат і графічне моделювання траєкторії в одному програмному середовищі. Його застосування дозволяє оперативно змінювати вихідні геометричні та кінематичні характеристики машини, автоматично перераховувати координати та порівнювати маневри криволінійного руху. Практична цінність запропонованого підходу полягає у можливості використовувати його для попереднього кінематичного аналізу траєкторій різних енергетичних засобів без залучення складних спеціалізованих програмних комплексів. Розроблений алгоритм може бути основою для подальшого дослідження геометрії розворотів польових агрегатів та оцінювання впливу їх конструктивних параметрів на конфігурацію траєкторії. Запропонований алгоритм також може бути використаний як математична основа для розроблення програмного забезпечення систем автоматичного керування тракторами під час виконання автоматизованих розворотів на поворотних смугах поля.

DOI: 10.36910/acm.vi52.2353

Цитувати цю статтю:
Мельник, В. І., Калнагуз, О. М. & Сіренко, Ю. В. (2026). Алгоритм моделювання криволінійного руху. *Сільськогосподарські машини*, *52*, 217–225. https://doi.org/10.36910/acm.vi52.2353

СТАН ПИТАННЯ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Математичне відтворення траєкторії переміщення машинно-тракторного агрегату (МТА) дає можливість досліджувати особливості його руху під час реалізації сільськогосподарських технологічних процесів без необхідності проведення великої кількості польових випробувань. На основі розробленої моделі можна встановити просторове положення агрегату в різні моменти часу та визначити характер зміни його руху залежно від робочої швидкості, геометричних характеристик, радіуса повороту, конструктивних параметрів трактора і приєднаної машини. Такий підхід дозволяє аналізувати формування робочих гонів, маневрування на поворотних смугах, виконання розворотів і відповідність фактичного переміщення попередньо заданому маршруту.

Застосування результатів моделювання створює передумови для раціонального формування маршрутів роботи МТА та підвищення точності виконання польових операцій. Дослідження різних варіантів руху дає змогу визначити способи зменшення величини перекриттів між суміжними проходами, необроблених зон і довжини холостих переміщень. Крім того, математична модель може бути використана для оцінювання впливу режимів роботи та параметрів агрегату на його продуктивність, витрату пального й ефективність використання робочої площі. Отримані результати можуть бути основою для вибору раціональних параметрів руху та розроблення й налаштування систем автоматичного або навігаційного керування сільськогосподарською технікою.

У статті *Castro-Romero et al. (2026)* запропоновано підхід до комп'ютерного відтворення руху автономного сільськогосподарського трактора на основі поєднання математичної кінематичної моделі та інтелектуального методу ідентифікації. На основі дискретної кінематичної моделі отримували переміщення трактора, які описують дві нечіткі моделі Такагі-Сугено для прогнозування приростів координат. Таким чином, майбутнє положення трактора визначалося не тільки геометричними залежностями класичної кінематичної моделі, а й на основі закономірностей, отриманих із масиву даних моделювання.

Для отримання траєкторії руху автори *Castro-Romero et al. (2026)* сформували еталонний маршрут, характерний для виконання польових операцій за човниковою схемою. Координати точок заданого маршруту генерувалися попередньо у середовищі MATLAB, після чого вони використовувалися алгоритмом Pure Pursuit для визначення поточної цільової точки руху. На кожному кроці розрахунку система керування визначала необхідні швидкість поступального руху та кут повороту коліс. Параметри регуляторів не задавалися довільно: їх одночасно оптимізували за допомогою другого алгоритму PSO з використанням середньоквадратичної похибки між заданою та змодельованою траєкторіями як критерію якості. Отже, результуюча траєкторія формувалася за координатами поточного стану та заданого маршруту трактора.

Комп'ютерне моделювання виконано у MATLAB. Отримана модель дозволила порівняти траєкторію, задану опорними точками, з фактичним переміщенням трактора. У дослідженні *Castro-Romero et al. (2026)* траєкторія руху трактора отримується шляхом послідовного чисельного розрахунку його координат у часі на основі оптимізованої нечіткої моделі та системи керування Pure Pursuit. Запропонований підхід дає можливість відтворювати як прямолінійні робочі проходи, так і криволінійні ділянки розвороту, що робить його придатним для дослідження руху сільськогосподарської техніки за умов типових польових маршрутів. Водночас автори позиціонують отриману модель насамперед як симуляційний базис для подальшої реалізації та перевірки на реальній роботизованій платформі.

У статті *Wang ma ін. (2024)* розглянуто задачу відпрацювання траєкторії руху тракторно-причіпного агрегату з урахуванням того, що траєкторії трактора і причепа під час повороту не збігаються. Авторами сформовано кінематичну модель агрегату, в якій причіп прийнято за основну точку позиціонування, а похибки його руху визначаються у системі координат Френе. Для моделювання криволінійного руху задається опорна траєкторія у вигляді дуги кола радіусом 15 м. Важливо, що сама еталонна крива не генерується системою керування — вона попередньо задається як геометрична траєкторія, після чого дискретизується на координатні точки з кроком 0,1 м. Під час моделювання для поточного положення агрегату визначається найближча точка заданого маршруту, відносно якої обчислюються поперечна та курсова похибки. Таким чином, фактична крива траєкторії

формується послідовним чисельним розрахунком координат агрегату в часі, а не безпосереднім аналітичним отриманням рівняння кривої.

Результатом моделювання *Wang та ін. (2024)* стало отримання фактичних траєкторій руху трактора та причепа і їх порівняння із заданою кривою. Отже, основним результатом роботи є не побудова нових геометричних кривих розвороту, а моделювання процесу проходження наперед заданої кривої тракторно-причіпним агрегатом та оцінювання точності її відпрацювання. Водночас такий підхід має низку обмежень з позиції задачі моделювання траєкторій розвороту польових агрегатів. По-перше, у статті розглядається переважно задача автоматичного керування та відстеження вже заданої траєкторії, тоді як питання формування й порівняння різних геометричних варіантів розвороту не є основним об'єктом дослідження. По-друге, моделювання реалізовано у спеціалізованому середовищі MATLAB/Simulink/CarSim, а тому методика потребує складної математичної моделі, системи керування та програмного забезпечення, що ускладнює її безпосереднє використання для оперативних розрахунків. По-третє, дослідження базується на конкретному тракторно-причіпному агрегаті та заданій кривій радіусом 15 м, тому для іншої колісної бази, довжини причепа, ширини агрегату або радіуса розвороту необхідно повторно налаштовувати модель і параметри керування. Крім того, під час переходу між прямолінійною та криволінійною частинами U-подібної траєкторії автори фіксують виникнення короткочасних пікових похибок, що свідчить про залежність результату від геометрії маршруту та характеру зміни заданої траєкторії.

Існуючі дослідження демонструють високу точність комп'ютерного відпрацювання заданих кривих, але потребують спеціалізованих програмних комплексів. Тому логічно поставити задачу розроблення спрощеної математичної моделі формування координат траєкторій розвороту польових агрегатів у Excel, яка дозволить змінювати радіус, базу, ширину агрегату та інші геометричні параметри й одразу отримувати графічну траєкторію для порівняння різних варіантів розвороту.

Мета дослідження – розробка малоресурсоємної математичної моделі відтворення координат траєкторій криволінійного руху центра ваги для підвищення продуктивності використання МТА під час виконання етапів виробництва агрокультур, оптимізації витрат на трудові ресурси та формуванню передумов для довгострокового сталого розвитку аграрного сектору.

МАТЕРІАЛИ І МЕТОДИ

Для моделювання траєкторій розвороту польових агрегатів застосовано методи математичного та кінематичного моделювання, аналітичного і числового визначення координат точок криволінійного руху, а також комп’ютерного моделювання в середовищі Microsoft Excel. Графоаналітичний метод використано для візуалізації отриманих траєкторій, а порівняльний і параметричний аналізи – для встановлення впливу конструктивних та кінематичних параметрів агрегату на форму і геометричні характеристики розвороту.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ОБГОВОРЕННЯ

У роботі *Murillo et al. (2022)* математичну нелінійну кінематичну модель зчленованої системи «трактор-причіп» інтегровано в нелінійний модельно-прогнозний регулятор, а перевірку руху виконано за допомогою ROS і симулятора Gazebo. Це дозволило дослідити не лише прямолінійний рух, а й проходження причепом криволінійних траєкторій на поворотній смузі. Такий підхід забезпечує значно детальніше відтворення системи, ніж табличний розрахунок, однак потребує формування моделі транспортного засобу, алгоритму керування та відповідного програмного середовища.

Інший підхід представлено у статті *Zhang et al. (2022)*. Для дослідження прямолінійних робочих проходів і криволінійних траєкторій розвороту автономного трактора автори застосували спільне моделювання MATLAB/Simulink і CarSim. CarSim використовувався для відтворення параметрів трактора, дороги та середовища руху, а в Simulink реалізовувалася система керування. Перевагою є можливість досліджувати вплив збурень і зміни параметрів на фактичне проходження заданої траєкторії, проте для геометричного формування кривої розвороту така модель є значно складнішою, ніж розрахунок координат у Excel.

У дослідженні *Wang et al. (2024)* для тракторно-причіпного агрегату також використано комплекс MATLAB/Simulink-CarSim. Опорний маршрут дискретизувався на координатні точки з інтервалом 0,1 м, після чого математична модель визначала положення трактора та причепа, а система керування коригувала кут повороту передніх коліс. Для криволінійної траєкторії отримано фактичні координати руху та похибки відносно заданої кривої; результати додатково перевіряли експериментально. Це забезпечує високу інформативність моделі, але вимагає використання кінематичної моделі, регулятора, спеціалізованого ПЗ та значної кількості параметрів.

Окремий напрям представляє робота *Peng et al. (2023)*, де задача планування траєкторії систем «трактор-причіп» формалізована через систему диференціально-алгебраїчних рівнянь. Автори запропонували спеціальний чисельний метод розв'язання задачі та показали його переваги за обчислювальною ефективністю, точністю і стійкістю порівняно з досліджуваними псевдоспектральними методами. Це демонструє можливості спеціалізованого математичного моделювання для складних траєкторних задач, але водночас показує суттєво вищий рівень математичної та програмної складності порівняно з табличною реалізацією параметричних рівнянь.

Аналіз сучасних закордонних досліджень свідчить про використання широкого спектра програмних засобів для моделювання траєкторій руху сільськогосподарських енергетичних засобів і машинно-тракторних агрегатів. Зокрема, для реалізації кінематичних та динамічних моделей застосовуються MATLAB/Simulink, CarSim, ROS і Gazebo. Поєднання MATLAB/Simulink та CarSim дозволяє відтворювати динаміку транспортного засобу, моделювати роботу системи керування та визначати відхилення фактичної траєкторії від заданої з урахуванням зміни параметрів і зовнішніх збурень. Використання ROS та Gazebo, своєю чергою, забезпечує можливість створення віртуальної моделі тракторно-причіпного агрегату та дослідження його переміщення вздовж прямих і криволінійних ділянок маршруту. Такі програмні комплекси мають широкі функціональні можливості, проте потребують побудови складних математичних моделей, налаштування значної кількості параметрів та відповідної програмної підготовки дослідника.

Для задач, основною метою яких є визначення геометричних характеристик криволінійного руху та дослідження впливу конструктивно-кінематичних параметрів енергетичного засобу на форму траєкторії, альтернативним інструментом може бути табличний процесор Microsoft Excel. На відміну від спеціалізованих симуляційних середовищ, його використання дає змогу безпосередньо реалізувати параметричні рівняння руху в комірках електронної таблиці, сформувати дискретний масив координат \(X\) і \(Y\) та автоматично отримати графічне зображення відповідної кривої. Зміна вихідних параметрів супроводжується автоматичним перерахунком координат, що спрощує порівняння різних варіантів розвороту та проведення параметричного аналізу. Водночас Excel поступається MATLAB/Simulink, CarSim і ROS/Gazebo за можливостями відтворення складної динаміки, роботи систем автоматичного керування, зовнішніх збурень та взаємодії рушія з опорною поверхнею.

Таким чином, вибір програмного інструменту визначається поставленою метою моделювання. Спеціалізовані середовища доцільні для детального дослідження динаміки та автоматичного керування рухом, тоді як табличний процесор Excel може бути ефективним для реалізації спрощених кінематичних моделей, числового визначення координат і графоаналітичного дослідження траєкторій криволінійного руху. Його перевагою для інженерних задач є відносно проста структура моделі, наочність розрахунків і можливість оперативно оцінювати вплив зміни параметрів енергетичного засобу на конфігурацію траєкторії без залучення спеціалізованих програмних комплексів.

Алгоритм моделювання траєкторії криволінійного руху центра ваги енергетичного засобу передбачає послідовне визначення координат його положення залежно від кута повороту. На початковому етапі задають геометричні та кінематичні параметри засобу, початкове і кінцеве значення кута повороту та курсового кута. Далі формують дискретний ряд значень кута повороту, визначають коефіцієнт зміни курсового кута, поточні значення курсового кута та радіус кривизни. На наступному етапі за прийнятими параметричними залежностями розраховують координати x_i та y_i центра ваги. Отриманий масив координат використовують для графічної побудови траєкторії в Microsoft Excel. Для складної траєкторії розрахунок повторюють для кожної окремої ділянки з подальшим об’єднанням результатів у єдину криву. Алгоритм призначений для числового

моделювання та графічної побудови траєкторії криволінійного руху центра ваги енергетичного засобу на основі заданих конструктивних і кінематичних параметрів. Розрахунок може бути реалізований у табличному процесорі Microsoft Excel.

В роботі *Melnik et al. (2017)* отримані рівняння в параметричній формі для траєкторії неусталеного руху чотирьохколісної машини з передніми керованими колесами у функції кута повороту корпуса машини , які описують вхід в поворот і вихід з повороту обох напрямків. В правій декартовій системі координат рівняння для центра мас машини наведені у вигляді:

$$x = \ell\left[-\frac{(1+k)^2}{4k}\varphi^2 + \frac{\alpha_o(1-k^2)}{2k^2}\varphi - \frac{\alpha_o^2-2k^2}{2k^3}\ln\left|\frac{\alpha_o+k\varphi}{\alpha_o}\right|\right];$$
$$y = \ell\left[\frac{(1+k)}{k}\varphi - \frac{\alpha_o}{k^2}\ln\left|\frac{\alpha_o+k\varphi}{\alpha_o}\right|\right]. \quad (1)$$

Алгоритм моделювання траєкторії криволінійного руху центра ваги енергетичного засобу

1. Вихідні параметри:

φ_o і φ_k - часткове та кінцеве значення кута повороту;

α_o і α_k - початкове та кінцеве значення курсового кута;

ℓ - відстань від центра ваги до задньої осі;

$\Delta\varphi$ - крок зміни кута повороту;

x_i, y_i - поточні координати центра ваги.

2. Формування дискретного ряду кута повороту.

Для кожної ділянки траєкторії задають початкове φ_o та кінцеве φ_k значення кута повороту. Між ними формують дискретний ряд із заданим кроком:

$$\varphi_i = \varphi_o + i\cdot\Delta\varphi, \quad i = 0,1,2,...,n \quad (2)$$

3. Переведення кута у радіани.

Для використання тригонометричних функцій значення кута переводять у радіани:

$$\varphi_i(рад) = \frac{\varphi_i(^o)\pi}{180}, \quad (3)$$

4. Визначення коефіцієнта зміни курсового кута.

Інтенсивність зміни курсового кута визначають за залежністю:

$$k_\alpha = \frac{(\alpha_k - \alpha_o)}{(\varphi_k - \varphi_o)}; \quad (4)$$

5. Розрахунок поточного курсового кута.

Для кожного значення φ_i визначають відповідне значення курсового кута:

$$\alpha_i = \alpha_O + k_\alpha\varphi_i, \quad (5)$$

6. Визначення радіуса кривизни.

Для кожного положення енергетичного засобу визначають поточний радіус кривизни центра ваги:

$$R_{ci} = \frac{\ell}{\alpha_i}, \tag{6}$$

7. Розрахунок координат центра ваги.

Для кожного значення кута повороту за прийнятими параметричними залежностями визначають координати центра ваги:

$$\begin{aligned} x_i &= F_x(\varphi_i, \alpha_i, \ell), \\ y_i &= F_x(\varphi_i, \alpha_i, \ell) \end{aligned} \tag{7}$$

Повні конкретні вирази для X та Y необхідно переносити у модель Excel відповідно до рівнянь вихідного документа.

8. Формування таблиці розрахункових координат.

φ,°	φ, *рад.*	α, °	α, *рад.*	ℓ, *м*	α_o, °	α_k, °	R_c, *м*	k_α	x, *м*	y,*м*
0										

9. Побудова графічної траєкторії.

Отримані пари координат (x_i, y_i) використовують для побудови точкової діаграми XY у Microsoft Excel. Послідовність розрахованих координат формує графічне представлення відповідної ділянки траєкторії.

10. Побудова складної траєкторії.

Якщо повна траєкторія складається з декількох ділянок, розрахунок виконують окремо для кожної ділянки із відповідними початковими та кінцевими параметрами. Після цього отримані масиви координат об'єднують у єдину послідовність точок для побудови повної траєкторії маневру (рис.1).

Універсальність алгоритму забезпечується можливістю змінювати конструктивні параметри енергетичного засобу та початкові й кінцеві кінематичні умови для кожної ділянки траєкторії.

У дослідженні Murillo et al. (2022) для формування та відтворення траєкторії руху системи «трактор-причіп» використано нелінійну кінематичну модель у поєднанні з методом нелінійного модельно-прогнозного керування. Перевірку розробленої моделі виконували у програмному середовищі ROS із застосуванням симулятора Gazebo, що дало можливість отримувати траєкторії трактора та причепа і визначати їх відхилення від заданого маршруту. Перевагою такого способу є можливість урахування кінематичного зв'язку між окремими ланками агрегату та дослідження їхнього руху на криволінійних ділянках. Разом із тим метод потребує спеціалізованого програмного середовища, створення віртуальної моделі агрегату та реалізації алгоритму керування, що ускладнює його застосування для оперативної побудови кривих траєкторій різних енергетичних засобів.

У роботі *Zhang et al. (2022)* моделювання траєкторії автономного сільськогосподарського трактора виконано із застосуванням математичної моделі руху та системи керування, призначеної для відстеження заданого маршруту. Досліджувались як прямолінійні робочі проходи, так і криволінійні ділянки, характерні для розвороту трактора на краю поля. Для перевірки працездатності запропонованого підходу використано комп'ютерне моделювання, що дозволило оцінити похибки проходження заданої траєкторії за різних умов руху. Проте основним завданням такого підходу є забезпечення точності автоматичного керування трактором за попередньо сформованою траєкторією, а не розроблення простого способу безпосереднього отримання координат самої кривої розвороту. Це обмежує можливість застосування методу для швидкого геометричного моделювання різних варіантів траєкторій польових агрегатів.

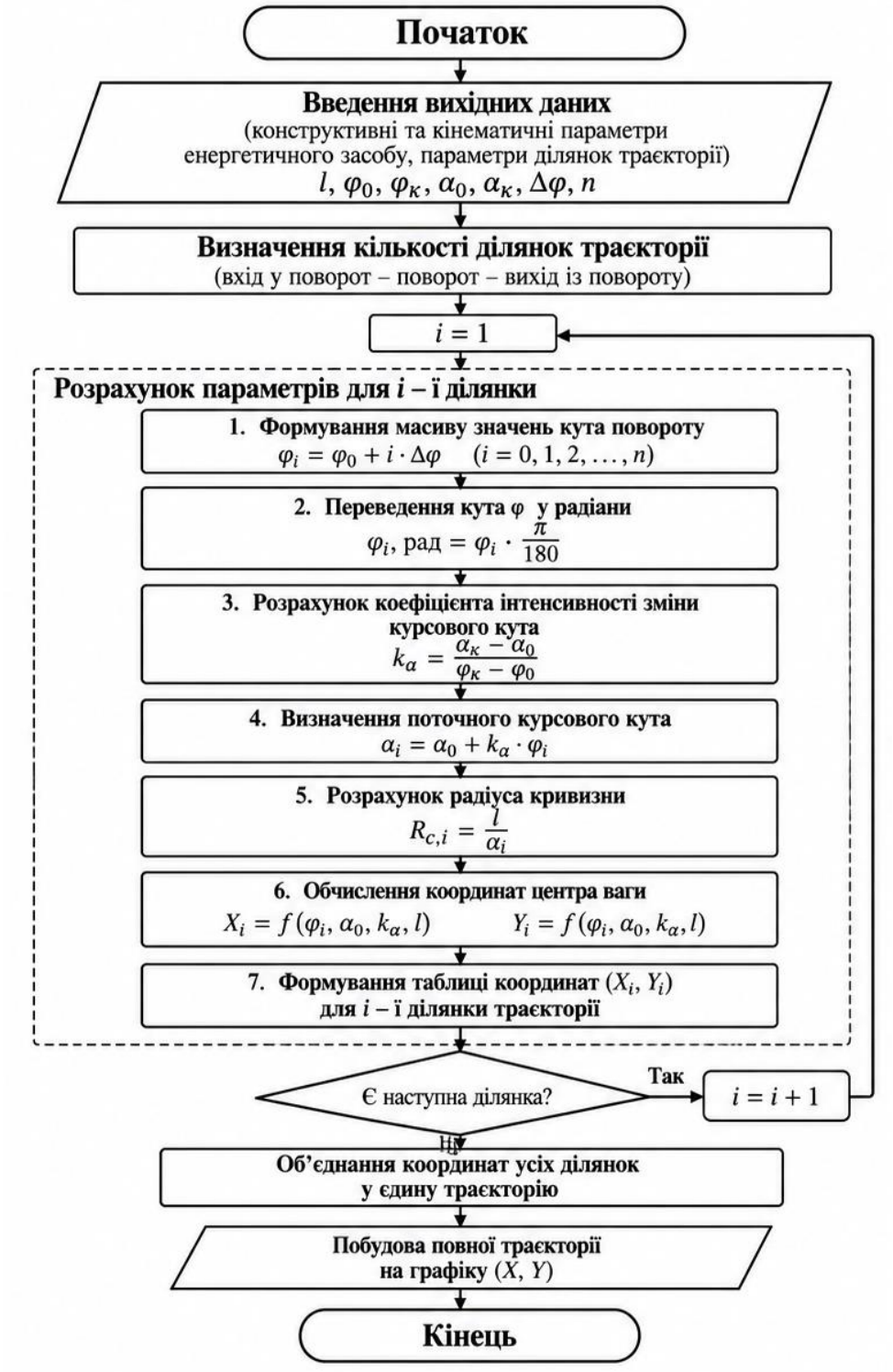


Рис.1 – Блок-схема моделювання маневрів енергетичного засобу.

У науковій статті *Wang et al. (2024)* траєкторію тракторно-причіпного агрегату моделювали на основі кінематичної моделі, у якій основною контрольованою точкою прийнято причіп. Задану криволінійну траєкторію представляли послідовністю координатних точок, а в процесі моделювання визначали відхилення фактичного положення агрегату від відповідної опорної кривої. Для керування використано поєднання backstepping-алгоритму з нечітким регулюванням, а результати перевірено

шляхом комп'ютерного моделювання та польового експерименту. Запропонований спосіб забезпечує високу точність проходження заданого маршруту, однак сама еталонна крива повинна бути сформована до початку процесу моделювання. Крім того, реалізація методу потребує складної системи керування та значної кількості параметрів, що зменшує його придатність для простого моделювання геометрії розворотів різних типів енергетичних засобів.

ВИСНОВКИ

Порівняно з розглянутими підходами запропонований у даному дослідженні спосіб передбачає безпосереднє формування криволінійної траєкторії на основі математичних залежностей між конструктивними та кінематичними параметрами енергетичного засобу. Розрахунок координат X і Y центра ваги виконується послідовно для дискретних значень параметра руху в табличному процесорі Microsoft Excel, після чого отриманий масив координат використовується для графічної побудови відповідної кривої. Такий підхід не потребує попереднього отримання експериментальної траєкторії, створення складної віртуальної моделі транспортного засобу або застосування спеціалізованих систем автоматичного керування. Зміна вихідних геометричних і кінематичних параметрів забезпечує автоматичний перерахунок координат та дає можливість отримувати різні варіанти криволінійних траєкторій. Водночас запропонована модель має переважно кінематичний характер і в базовому вигляді не враховує буксування рушіїв, деформацію ґрунту, зовнішні збурення та інші динамічні чинники, що визначає напрям подальшого удосконалення розробленого способу моделювання.

СПИСОК ПОСИЛАНЬ

Castro-Romero, Angel & Ramos-Fernández, Julio & Márquez-Vera, Marco & Xicoténcatl-Peréz, Juan & Nava, Salatiel & Ruiz-Vanoye, Jorge & Paris, Sébastien. (2026). Fuzzy Model Identification and Trajectory Control for Agricultural Tractor Robots: An Optimal Hybrid Methodology. Machine Learning and Knowledge Extraction. 8 (8). 240. https://doi.org/10.3390/make8080240

Wang A., Wang Y., Ji X., Wang K., Qian M., Wei X., Song Q., Chen W., Zhang S. Fuzzy backstepping controller for agricultural tractor-trailer vehicles path tracking control with experimental validation. Frontiers in Plant Science. 2024. Vol. 15. 1513544. https://doi.org/10.3389/fpls.2024.1513544

M. Murillo, G. Sánchez, N. Deniz, L. Genzelis, L. Giovanini (2022) Improving path-tracking performance of an articulated tractor-trailer system using a non-linear kinematic model, Computers and Electronics in Agriculture, 196, 106826, https://doi.org/10.1016/j.compag.2022.106826.

T. Zhang, X. Jiao, Z. Lin (2022) Finite time trajectory tracking control of autonomous agricultural tractor integrated nonsingular fast terminal sliding mode and disturbance observer, Biosystems Engineering, 219, 153-164. https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2022.04.020.

H. Peng, B. Shi, J. Song, X. Wang (2023) A symplectic method for trajectory planning of general tractor-trailer systems, Applied Mathematical Modelling,114, 205-229. https://doi.org/10.1016/j.apm.2022.10.008.

Melnik, V., Dovzhik, M., Tatyanchenko, B., Solarov, O., & Sirenko, Y. (2017). Аналітичний спосіб дослідження криволінійного руху чотирьохколісної машини. Eastern-European Journal of

Enterprise Technologies, 3(7 (87), 59-65. https://doi.org/10.15587/1729-4061.2017.101335

e-ISSN 2708-9754; ISSN 2307-1699
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, 2026, Вип. 52
AGRICULTURAL MACHINES, 2026, Vol. 52

PERFORMANCE INDICATORS OF A TRACTOR–IMPLEMENT UNIT OPERATING ON BLENDED FUELS

O. Zaharchuk*

Lutsk National Technical University, Lutsk, Ukraine

AGRICULTURAL MACHINES
AM
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Key words:
biodiesel fuel,
waste cooking oil methyl ester,
blended fuel,
diesel fuel,
diesel engine,
agricultural tractor,
fuel economy,
productivity,
environmental performance.

Article history:
Received 04.10.2026
Reviewed 12.10.2026
Approved 30.10.2026

Corresponding author:*
Oleh.Zakharchuk@lutsk-ntu.com.ua

ABSTRACT

This paper investigates the use of methyl ester derived from used cooking oil as a renewable component of blended fuel for diesel engines in agricultural machinery. The physicochemical properties of biodiesel, conventional diesel fuel, and their blends with different proportions of the biodiesel component were analyzed. The results of previously conducted bench tests of the D-243 diesel engine were examined, showing that an increase in the proportion of the biodiesel component in the fuel blend was accompanied by a slight decrease in effective power output and an increase in fuel consumption. Field tests were conducted on a UMZ-8040 tractor equipped with a D-243 diesel engine and coupled with a PLN-3-35 plough during spring ploughing operations. Fuel consumption per hectare was determined by the gravimetric method, while the hourly field capacity of the tractor–implement combination was measured simultaneously. When operating on conventional diesel fuel, fuel consumption per hectare was 17.6 kg/ha, and field capacity was 0.79 ha/h. For a blend containing 25% methyl ester derived from used cooking oil and 75% diesel fuel, the corresponding values were 18.1 kg/ha and 0.78 ha/h. Further increases in the biodiesel component to 50% and 75% resulted in a gradual increase in fuel consumption per hectare and a slight reduction in field capacity. Among the blends investigated, the mixture containing 25% methyl ester derived from used cooking oil and 75% petroleum-derived diesel fuel was identified as the most suitable. This blend enables the replacement of 25% of petroleum-derived fuel with a renewable component while causing only a minor deterioration in operational performance. It was established that methyl ester derived from used cooking oil has a higher viscosity and a lower net calorific value than conventional diesel fuel. Its use as a component of blended fuel makes it possible to reduce the consumption of petroleum-derived fuel and contributes to improving the environmental performance of diesel-powered agricultural machinery.

DOI: 10.36910/acm.vi52.2354

To cite this article:
Zaharchuk, O. (2026). Performance indicators of a tractor–implement unit operating on blended fuels. *Agricultural Machines*, *52*, 226–232. https://doi.org/10.36910/acm.vi52.2354

e-ISSN 2708-9754; ISSN 2307-1699
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, 2026, Вип. 52
AGRICULTURAL MACHINES, 2026, Vol. 52

УДК 631.16:536, 641

ПОКАЗНИКИ ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА ПРИ РОБОТІ НА СУМІШЕВИХ ПАЛИВАХ

О.В. Захарчук*

Луцький національний технічний університет, Луцьк, Україна

AGRICULTURAL MACHINES
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Ключові слова:
біодизельне паливо,
метиловий ефір використаної олії,
сумішеве паливо,
дизельне паливо,
дизель,
сільськогосподарський трактор,
паливна економічність,
продуктивність,
екологічність.

Історія публікації:
Отримано 04.10.2026
Прорецензовано 12.10.2026
Затверджено до друку 30.10.2026

Автор для листування:*
Oleh.Zakharchuk@lutsk-ntu.com.ua

АНОТАЦІЯ

У статті досліджено використання метилового ефіру використаної олії як відновлюваного компонента сумішевого палива для дизелів сільськогосподарської техніки. Проаналізовано фізико-хімічні властивості біодизельного та дизельного палива та їх сумішей із різним вмістом біодизельного компонента. Розглянуто результати проведених стендових досліджень дизеля Д-243, які показали, що збільшення частки біодизельного компонента у сумішевому паливі супроводжується незначним зменшенням ефективної потужності та зростанням витрати палива. Проведено польові випробування трактора ЮМЗ-8040 з дизелем Д-243 у складі машинно-тракторного агрегата з плугом ПЛН-3-35 під час весняної оранки. Погектарну витрату палива визначали ваговим способом при живленні дизеля, одночасно визначали годинну продуктивність тракторного агрегата. При роботі на дизельному паливі погектарна витрата становила 17,6 кг/га, а продуктивність – 0,79 га/год. Для суміші 25 % метилового ефіру використаної олії та 75 % дизельного палива ці показники становили відповідно 18,1 кг/га та 0,78 га/год. Подальше збільшення частки біодизельного компонента до 50 і 75 % призводило до поступового зростання погектарної витрати палива та незначного зниження продуктивності. Найбільш прийнятною з досліджених визначено суміш із вмістом 25 % метилового ефіру використаної олії та 75 % мінерального дизельного палива, яка забезпечує заміщення 25 % палива нафтового походження відновлюваним компонентом при незначному погіршенні експлуатаційних показників. Встановлено, що метиловий ефір використаної олії має більшу в'язкість та меншу нижчу теплоту згоряння порівняно з дизельним паливом. Його використання у складі сумішевого палива дає змогу зменшити споживання палива нафтового походження та сприяє підвищенню екологічності експлуатації дизельної техніки.

DOI: 10.36910/acm.vi52.2354

Цитувати цю статтю:
Захарчук, О. В. (2026). Показники тракторного агрегата при роботі на сумішевих паливах. *Сільськогосподарські машини*, *52*, 226–232. https://doi.org/10.36910/acm.vi52.2354

СТАН ПИТАННЯ ТА АНАЛІЗ ПУБЛІКАЦІЙ

Відпрацьовані кулінарні олії (ВКУ) є вигідною сировиною для біодизельного палива другого покоління, яку можна використовувати як джерело сталої енергії (*Corral-Bobadilla et al., 2022*). Біодизель, отриманий з ВКУ, зараз досліджується як привабливе альтернативне паливо (АП) завдяки низьким викидам, біорозкладності та нетоксичності (*Hosseinzadeh-Bandbafha et al., 2022*). В останні роки цей тип біодизеля набув значної популярності (*Chen et al., 2021*). Однак існують певні недоліки, пов'язані з використанням біодизеля, зокрема зміна показників ефективності роботи дизеля та утворення відкладень на його деталях.

Важливими напрямами досліджень є вдосконалення технологій виробництва біодизеля з ВКУ, застосування різних методів його отримання, реакторів і каталізаторів, а також оцінювання економічної ефективності та екологічної доцільності його виробництва (*Costa et al., 2020; Elavajagan et al., 2023; Liu et al., 2021; Rocha-Meneses et al., 2023; Zhao et al., 2021*).

Однією з найважливіших проблем є стабільність біодизеля, особливо при виробництві з ВКУ. Основною проблемою є висока в'язкість біодизеля, яка негативно впливає на властивості розпилення та перекачування при використанні в дизелях (*Adhikesavan et al., 2022*). Щоб пом'якшити ці недоліки, в'язкість чистого біодизеля слід максимально знизити.

Одним із недоліків використання естерів є їхня висока в'язкість, що призводить до різних проблем, включаючи холодний запуск. Щоб вирішити цю проблему, біодизель використовують у суміші з дизельним паливом (ДП). Це додавання допомагає підвищити ефективність роботи двигуна та процесу згоряння, одночасно зменшуючи кількість шкідливих речовин, таких як димність та тверді частинки (*Adhikesavan et al., 2022; Kharkwal et al., 2023; Yesilyurt, 2019*).

Незважаючи на ці досягнення, актуальним залишається питання комплексної оцінки ефективності використання сумішевих біодизельних палив у реальних умовах експлуатації. Значна частина попередніх досліджень зосереджена на визначенні фізико-хімічних властивостей біодизельних палив та стендових дослідженнях показників дизелів (*Adhikesavan et al., 2022; Kharkwal et al., 2023; Yesilyurt, 2019*). Водночас результати стендових випробувань потребують перевірки в реальних умовах роботи машинно-тракторних агрегатів, де на паливну економічність і продуктивність впливають режими роботи двигуна та умови виконання технологічних операцій. Тому актуальним є дослідження впливу різного вмісту біодизельного компонента в сумішевому паливі на експлуатаційні показники трактора під час виконання сільськогосподарських робіт.

МЕТА І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою дослідження є оцінювання впливу використання метилового ефіру використаної олії (МЕВО) та його сумішей з ДП на енергетичні й економічні показники дизеля Д-243 та експлуатаційні показники трактора ЮМЗ-8040 під час виконання сільськогосподарських робіт.

Для досягнення поставленої мети вирішувались такі завдання:

– визначити та порівняти фізико-хімічні й теплоенергетичні властивості МЕВО, ДП та їх сумішей із різним вмістом МЕВО;

– проаналізувати результати раніше проведених стендових досліджень дизеля Д-243 та встановити вплив складу сумішевого палива на його ефективну потужність, годинну та питому ефективну витрату палива;

– провести польові випробування трактора ЮМЗ-8040 з дизелем Д-243 у складі машинно-тракторного агрегата з плугом ПЛН-3-35 на ДП та сумішевих паливах і визначити погектарну витрату палива та продуктивність агрегата;

– провести порівняльний аналіз результатів експлуатаційних випробувань та оцінити доцільність використання сумішей МЕВО з ДП під час експлуатації трактора ЮМЗ-8040.

МАТЕРІАЛИ І МЕТОДИ

Досліджуване паливо (МЕВО) отримане відомим методом трансетерифікації. Для порівняння теплоенергетичних властивостей біодизельних палив, які відрізняються між собою за елементарним складом, розраховано нижчу теплоту згоряння. Для цього визначено елементарний склад нового

біопалива відповідно до вмісту жирних кислот у соняшниковій олії (табл. 1) за методикою, яка використовувалась авторами для розрахунку складу іншого біопалива (*Zakharchuk et al., 2019*).

Моторні дослідження дизеля Д-243 на різних видах палив проводились на електричному гальмівному стенді в умовах лабораторії ЛНТУ. Стенд оснащений ваговим пристроєм для вимірювання витрати палив (*Zakharchuk et al., 2024*).

Польові випробування трактора ЮМЗ-8040 з дизелем Д-243 на різних видах палив проводились під час весняної оранки. При цьому вимірювалась погектарна витрата палива ваговим способом. Дизель працював від мірного паливного бачка. Також вимірювалась погектарна продуктивність тракторного агрегата. Режими роботи дизеля відповідали режимам стендових випробувань.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ОБГОВОРЕННЯ

В таблицю для порівняння включені також дані щодо ріпакового метилового ефіру (МЕРО).

Таблиця 1 – Фізико- хімічні властивості досліджуваних палив

Показник	Паливо		
	ДП	МЕРО	МЕВО
Густина при 20 С, кг/м^3	830	880	886
Вязкість кінематична при 20 С, мм^2/с	3,8	5,6	7,0
Теплота згоряння нижча, МДж/кг	42,5	37,5	37,2
Цетанове число	45	48	47
Температура застигання, ℃	–35	–12	–17
Кількість повітря, яке необхідне для повного згоряння 1 кг палива, кг	14,3	12,7	12,5
Вміст, % (мас.): Вуглець С	87,0	77,5	76,7
Водень Н	12,6	12,0	12,2
Кисень О	0,4	10,5	11,1

Як видно з розрахунків, менша кількість вуглецю в молекулах біодизельних палив призводить до зменшення їх нижчої теплоти згоряння. Тому для отримання однакової ефективної потужності дизеля при його роботі на ДП та біодизельних паливах питома ефективна витрата палива є більшою у випадку використання біопалив.

До деякого погіршення показників дизеля при роботі на біопаливах призводить більша їх в'язкість у порівнянні з мінеральним паливом. Вплив підвищеної в'язкості палива зводиться в основному до погіршення впорскування, його запізнення і затягування, та до підвищення навантажень в приводі паливного насоса. Тому пропонується використовувати дане біопаливо в підігрітому до 65 ℃ стані. В цьому випадку в'язкість біопалива наближається до в'язкості ДП.

Для забезпечення нормативних техніко-економічних показників дизелів потрібне біопаливо, яке має ті ж експлуатаційні характеристики, що і мінеральне ДП. Тому в даний час біопалива зазвичай використовуються в сумішах з мінеральним ДП.

В табл. 2 наведені дані сумішей біопалива з мінеральним ДП. З табл. 1 видно, що МЕВО має в'язкість в два рази більшу у порівнянні з мінеральним ДП. Потрібне значення в'язкості можна отримати змішуванням МЕВО з ДП. Добавка 25 % МЕВО дозволяє отримати прийнятне значення в'язкості сумішевого палива.

З табл. 1 видно, що МЕВО має в'язкість в два рази більшу у порівнянні з мінеральним ДП. Потрібне значення в'язкості можна отримати змішуванням МЕВО з ДП (табл. 2). Добавка 25 % МЕВО дозволяє отримати прийнятне значення в'язкості сумішевого палива.

В таблиці 3 показані результати стендових випробувань дизеля Д-243 на різних видах палив при 80 % навантаженні та частоті обертання 2000 об/хв.

Внаслідок меншої теплоти згоряння паливних сумішей спостерігається незначне зменшення ефективної потужності дизеля і зростання витрати сумішевих палив.

Таблиця 2 – Фізико-хімічні властивості сумішевих палив

Показник	Паливо		
	25% МЕВО +75% ДП	50% МЕВО +75% ДП	75% МЕВО +25% ДП
Густина, кг/м^3	841	852	854
Вязкість кінематична, мм^2/с	4,4	5,0	5,9
Теплота згоряння нижча, МДж/кг	41,4	40,4	38,6



Рис. 1 – Дизель Д-243 на випробувальному стенді

Таблиця 3 – Результати стендових випробувань дизеля Д-243 при роботі на різних видах палив

Показник	Вид палива			
	ДП	25% МЕВО +75% ДП	50% МЕВО +75% ДП	75% МЕВО +25% ДП
Годинна витрата палива, кг/год	11,5	11,6	12,0	12,6
Питома ефективна витрата палива кг/кВт год	0,26	0,28	0,275	0,285
Ефективна потужність, кВт	44,0	43,9	43,8	43,7

Однією з найбільш трудомістких сільськогосподарських операцій є оранка. Польові випробування машинно-тракторного агрегата у складі трактора ЮМЗ-8040 і плуга ПЛН-3-35 проводились при весняній оранці з глибиною обробки глинисто-чорноземного грунту 22-25 см. Грунт – пшенична стерня, дискована восени.

Результати експлуатаційних випробувань трактора ЮМЗ-8040 при весняній оранці і роботі дизеля на різних видах палив показані в табл. 4.



Рис. 2 – Трактор ЮМЗ-8040 з плугом ПЛН-3-35

Таблиця 4 – Експлуатаційні показники трактора ЮМЗ-8040 з дизелем Д-243 при роботі з плугом ПЛН-3-35

Показник	Вид палива			
	ДП	25%МЕВО +75% ДП	50%МЕВО +50% ДП	75%МЕВО +25% ДП
Погектарна витрата палива, кг/га	17,6	18,1	18,6	19,1
Продуктивність, га/год	0,79	0,78	0,77	0,76

Експлуатаційні польові випробування трактора ЮМЗ-8040 на оранці, працюючого на сумішевому паливі (25% МЕВО + 75% ДП), у порівнянні з роботою на товарному нафтовому паливі свідчать, що погектарна витрата палива зростає з 17,6 до 18,1 кг/га, а годинна продуктивність тракторного агрегата незначно зменшується (з 0,79 до 0,78 га/год). Така тенденція спостерігається при збільшенні вмісту біодизеля у суміші.

ВИСНОВКИ

Експлуатаційні випробування трактора ЮМЗ-8040 на оранці при роботі на сумішевому паливі показали можливість заміщення частини мінерального ДП МЕВО. При цьому погектарна витрата палива дещо зростає, а продуктивність тракторного агрегата незначно зменшується. Найбільш прийнятною з досліджених є суміш 25 % МЕВО + 75 % ДП, використання якої забезпечує заміщення 25 % мінерального палива при незначному погіршенні експлуатаційних показників. Використання МЕВО як відновлюваного компонента сумішевого палива також сприяє зменшенню споживання палив нафтового походження та створює передумови для зменшення димності, викидів твердих частинок і, відповідно, токсичності відпрацьованих газів дизеля.

СПИСОК ПОСИЛАНЬ

Corral-Bobadilla M., Lostado-Lorza R., Somovilla-Gómez F., Íñiguez-Macedo S. (2022) Life cycle assessment multi-objective optimization for eco-efficient biodiesel production using waste cooking oil // Journal of Cleaner Production. Vol. 359. Article 132113. DOI: https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2022.132113.

Hosseinzadeh-Bandbafha H., Nizami A. S., Kalogirou S. A., Gupta V. K., Park Y. K., Fallahi A., Sulaiman A., Ranjbari M., Rahnama H., Aghbashlo M., Peng W., Tabatabaei M. (2022) Environmental life cycle assessment of biodiesel production from waste cooking oil: A systematic review // Renewable and Sustainable Energy Reviews. Vol. 161. Article 112411. DOI: https://doi.org/10.1016/j.rser.2022.112411

Chen C., Chitose A., Kusadokoro M., Nie H., Xu W., Yang F., Yang S. (2021) Sustainability and challenges in biodiesel production from waste cooking oil: An advanced bibliometric analysis // Energy Reports. Vol. 7. P. 4022–4034. DOI: https://doi.org/10.1016/j.egyr.2021.06.084

Liu Y., Yang X., Adamu A., Zhu Z. (2021) Economic evaluation and production process simulation of biodiesel production from waste cooking oil // Current Research in Green and Sustainable Chemistry. Vol. 4. Article 100091. DOI: https://doi.org/10.1016/j.crgsc.2021.100091

Rocha-Meneses L., Hari A., Inayat A., Yousef L. A., Alarab S., Abdallah M., Shanableh A., Ghenai C., Shanmugam S., Kikas T. (2023) Recent advances on biodiesel production from waste cooking oil (WCO): A review of reactors, catalysts, and optimization techniques impacting the production // Fuel. Vol. 348. Article 128514. DOI: https://doi.org/10.1016/j.fuel.2023.128514

Costa M. J., Silva M. R. L., Ferreira E. E. A., Carvalho A. K. F., Basso R. C., Pereira E. B., de Castro H. F., Mendes A. A., Hirata D. B. (2020) Enzymatic biodiesel production by hydroesterification using waste cooking oil as feedstock // Chemical Engineering and Processing – Process Intensification. Vol. 157. Article 108131. DOI: https://doi.org/10.1016/j.cep.2020.108131

Zhao Y., Wang C., Zhang L., Chang Y., Hao Y. (2021) Converting waste cooking oil to biodiesel in China: Environmental impacts and economic feasibility // Renewable and Sustainable Energy Reviews. Vol. 140. Article 110661. DOI: https://doi.org/10.1016/j.rser.2020.110661

Elavajagan E., Sowmiya A., Sivalingam S. (2023) Comprehensive analysis and process simulation of biodiesel production from biomass // Indian Journal of Chemical Technology. Vol. 30, No. 5. P. 623–633.

Adhikesavan C., Ganesh D., Augustin V. C. (2022) Effect of quality of waste cooking oil on the properties of biodiesel, engine performance and emissions // Cleaner Chemical Engineering. Vol. 4. Article 100070. DOI: https://doi.org/10.1016/j.clce.2022.100070

Kharkwal V. S., Kesharvani S., Verma S., Dwivedi G., Jain S. (2023) Numerical investigation of engine characteristics of a diesel engine fuelled with ethanol and diethyl ether supplemented Diesel-WCO biodiesel blend // Materials Today: Proceedings. DOI: https://doi.org/10.1016/j.matpr.2023.02.106

Yesilyurt M. K. (2019) The effects of the fuel injection pressure on the performance and emission characteristics of a diesel engine fuelled with waste cooking oil biodiesel-diesel blends // Renewable Energy. Vol. 132. P. 649–666. DOI: https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.08.024

Zakharchuk V., Zakharchuk O., Dembitskij V., Ivanciv V., Pankevich S. (2019) Evaluation of Energy and Ecological Indicators of Motor Biofuels // Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange. DSMIE 2019: Advances in Design, Simulation and Manufacturing II. P. 912–919. DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-030-22365-6_91

Zakharchuk V., Zakharchuk O., Skalyga M., Kuts N., Yaroschuk V. (2024) Improving environmental indicators of the wheeled tractor diesel engine by using biofuels // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. Vol. 2, No. 10 (128). P. 51–58. DOI: https://doi.org/10.15587/1729-4061.2024.301328

e-ISSN 2708-9754; ISSN 2307-1699
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, 2026, Вип. 52
AGRICULTURAL MACHINES, 2026, Vol. 52

CALCULATION-EXPERIMENTAL METHOD FOR INCREASING THE ENDURANCE OF A 10-INCH FPV UAV WITH A Li-ion POWER SYSTEM

M. Hoshko[1], T. Hoshko[2]*, M. Hoshko[1], I.Drobot[1]

Lviv National University of Veterinary Medicine and Biotechnology named after S. Z. Gzhytsky, Lviv, Ukraine
Lviv Polytechnic National University, Lviv, Ukraine

AGRICULTURAL MACHINES
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Key words:
UAV,
FPV platform,
Li-ion battery,
6S3P,
propulsion system,
flight endurance,
Mach number,
energy efficiency.

ABSTRACT

The paper presents a calculation-experimental method for improving the endurance of a multirotor UAV using a custom 10-inch FPV platform as a case study. The proposed approach considers the UAV not as a set of separate components but as an integrated energy-conversion system that includes a Li-ion battery, ESCs, BLDC motors, propellers, frame layout and mass distribution. A key design constraint is the propeller tip Mach number, since approaching the transonic region increases noise, vibration and aerodynamic losses. For the tested platform equipped with 3115 900KV motors and 10-inch propellers, a 6S3P Li-ion battery pack with a capacity of 15 Ah and a mass of 1.3 kg was selected. Flight tests demonstrated 52 min of hovering without payload and 37.5 min with a 0.657 kg payload. The specific efficiency was 8.1 g/W and 6.4 g/W, respectively. The results confirm that endurance improvement requires coordinated matching of the motor KV, battery voltage, propeller diameter, take-off mass and mechanical layout.

Article history:
Received 10.10.2026
Reviewed 17.10.2026
Approved 30.10.2026

Corresponding author:*
tetiana.d.hoshko@lpnu.ua

DOI: 10.36910/acm.vi52.2355

To cite this article:
Hoshko, M., Hoshko, T., Hoshko, M. & Drobot, I. (2026). Calculation-experimental method for increasing the endurance of a 10-inch FPV UAV with a Li-ion power system. *Agricultural Machines*, *52*, 233–240. https://doi.org/10.36910/acm.vi52.2355

e-ISSN 2708-9754; ISSN 2307-1699
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, 2026, Вип. 52
AGRICULTURAL MACHINES, 2026, Vol. 52

УДК 631.16:536, 641

РОЗРАХУНКОВО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА МЕТОДИКА ПІДВИЩЕННЯ АВТОНОМНОСТІ 10-ДЮЙМОВОГО FPV-БПЛА З Li-ion СИСТЕМОЮ ЖИВЛЕННЯ

М.О. Гошко[1], Т.Д. Гошко[2]*, М.М. Гошко[1], І.М.Дробот[1]

[1] Львівський національний університет ветеринарної медицини та біотехнологій імені С. З. Ґжицького, м. Львів, Україна

[2] Національний університет «Львівська політехніка», м. Львів, Україна

AGRICULTURAL MACHINES
AM
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Ключові слова:
БПЛА,
FPV-платформа,
Li-ion,
6S3P,
гвинтомоторна група,
автономність польоту,
число Маха,
енергоефективність.

Історія публікації:
Отримано 10.10.2026
Прорецензовано 17.10.2026
Затверджено до друку 30.10.2026

Автор для листування:*
tetiana.d.hoshko@lpnu.ua

АНОТАЦІЯ

У роботі запропоновано розрахунково-експериментальну методику підвищення автономності мультироторного БПЛА на прикладі 10-дюймової FPV-платформи. На відміну від підходу, за якого тривалість польоту збільшують лише нарощуванням ємності акумулятора, у дослідженні розглянуто узгодження всього енергетичного ланцюга: Li-ion джерела живлення, безколекторних двигунів, пропелерів, регуляторів обертів, компонування рами та розташування центру мас. Особливу увагу приділено аеродинамічному обмеженню швидкості кінцівки лопаті пропелера через число Маха, оскільки наближення до трансзвукового режиму супроводжується різким зростанням шуму, вібрацій та втрат. Для дослідної платформи з двигунами 3115 900KV і 10-дюймовими пропелерами обґрунтовано використання Li-ion збірки 6S3P ємністю 15 А·год та масою 1,3 кг. За результатами випробувань отримано тривалість зависання 52 хв без корисного навантаження та 37,5 хв з додатковим навантаженням 0,657 кг. Питома ефективність становила відповідно 8,1 і 6,4 г/Вт. Отримані результати підтверджують, що збільшення автономності потребує не лише енергоємної батареї, а й узгодженого вибору KV двигуна, діаметра пропелера, маси платформи та механічної компоновки.

DOI: 10.36910/acm.vi52.2355

Цитувати цю статтю:
Гошко, М. О., Гошко, Т. Д., Гошко, М. М. & Дробот, І. М. (2026). Розрахунково-експериментальна методика підвищення автономності 10-дюймового FPV-БПЛА з Li-ion системою живлення. *Сільськогосподарські машини*, *52*, 233–240. https://doi.org/10.36910/acm.vi52.2355

СТАН ПИТАННЯ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Мультироторні БПЛА малого та середнього класу широко застосовують для моніторингу інфраструктури, аграрних обстежень, інспекції лінійних об'єктів і виконання спеціальних завдань. Їхньою перевагою є вертикальний зліт, здатність зависати та простота експлуатації. Водночас саме час автономної роботи залишається одним із головних обмежень для практичного використання таких систем. Для багатьох серійних FPV-платформ типовий польотний час становить 15-20 хв, що недостатньо для задач, які потребують тривалого перебування в повітрі або значної дистанції маршруту.

Проблема збільшення автономності не розв'язується простим встановленням більшої батареї. Додаткова ємність збільшує злітну масу, а отже, вимагає більшої тяги і підвищує струм споживання. У певний момент додана маса акумулятора починає компенсувати власний енергетичний приріст, що формує так званий енергетичний тупик. Тому актуальною є методика, яка враховує не окремий компонент, а взаємодію батареї, двигуна, пропелера, ESC та аеродинамічного опору рами.

Сучасні дослідження з оптимізації електричних силових установок БПЛА підтверджують необхідність комплексного узгодження моторно-пропелерної системи, джерела живлення та режимів керування (*Barmpatzias & Dymond, 2024; Duan et al., 2020; Gundogdu & Al-Habaibeh, 2020*). Для Li-ion акумуляторів істотним є також режим розряду, оскільки високий струм зменшує доступну енергію, підсилює просідання напруги та прискорює нагрів елементів (*Wang et al., 2020; Zhang et al., 2022*). Отже, для FPV-платформи, орієнтованої на тривалий політ, потрібно одночасно розглядати питому енергію акумулятора, робочу точку двигуна і пропелера, теплове навантаження та конструктивне компонування.

Мета дослідження – обґрунтування та експериментальна перевірка методики підвищення автономності 10-дюймового FPV-БПЛА шляхом системного узгодження параметрів джерела живлення, двигунів і пропелерів.

Для досягнення мети поставлено такі завдання: виконати розрахунок граничної швидкості кінцівки пропелера для вибраних двигунів; обґрунтувати доцільність застосування Li-ion батареї формату 21700 у конфігурації 6S3P; оцінити вплив корисного навантаження на тривалість польоту, середній струм і питому ефективність; порівняти традиційне та інвертоване розміщення двигунів; сформувати практичні рекомендації для проєктування довготривалих FPV-платформ.

МАТЕРІАЛИ І МЕТОДИ

Дослідний зразок являв собою 10-дюймову FPV-платформу мультироторного типу з карбоновою рамою, безколекторними двигунами Flashhobby Mars 3115 900KV, регуляторами обертів для роботи у високострумовому режимі та Li-ion акумуляторною збіркою 6S3P. У тестовій конфігурації батарея мала ємність 15 А/год і масу близько 1,3 кг. Така маса становила значну частину злітної маси, тому акумулятор розміщувався знизу рами для зниження центра мас і підвищення статичної стабільності платформи.

Методика дослідження включала три етапи. На першому етапі виконано розрахункову оцінку відповідності двигуна і пропелера за критерієм швидкості кінцівки лопаті. На другому етапі обрано конфігурацію батареї з урахуванням співвідношення енергоємності, маси і допустимого струму розряду. На третьому етапі проведено польотні випробування у режимі зависання без корисного навантаження та з додатковою масою 0,657 кг.

Формула 1. Теоретичні оберти двигуна

$$RPM_0 = KV \cdot U$$

де RPM_0 - оберти двигуна без навантаження, об/хв; KV - швидкісна стала двигуна, об/хв/В; U - напруга батареї, В.

Формула 2. Швидкість кінцівки лопаті та число Маха

$$Vtip = 2\pi R \cdot RPM / 60; \quad M = Vtip / a$$

де R - радіус пропелера, м; a - швидкість звуку, яка для наближених розрахунків приймалася 343 м/с. Для двигуна 900KV, повністю зарядженої 6S Li-ion батареї 25,2 В та 10-дюймового пропелера з радіусом 0,127 м отримано Vtip ≈ 302 м/с, що відповідає M ≈ 0,88.

Формула 3. Питома ефективність силової системи

$$\eta m = m / P$$

де ηm - питома ефективність, г/Вт; m - злітна маса платформи, г; P - електрична потужність, Вт. У випробуваннях цей показник використовувався для порівняння режимів без навантаження та з додатковою масою.



Рис. 1. - Дослідна 10-дюймова FPV-платформа з Li-ion акумулятором під рамою

Розрахункова оцінка гвинтомоторної групи

Для довготривалих польотів важливо, щоб пропелер працював у дозвуковій області з прийнятним рівнем втрат. При наближенні кінцівки лопаті до швидкості звуку зростає вплив стисливості повітря, збільшується шум, з'являються додаткові вібрації та падає тяговий ККД. Тому під час вибору KV двигуна і напруги батареї доцільно перевіряти не лише статичну тягу, а й M на кінцівці лопаті.

Для обраної конфігурації 900KV на 6S Li-ion теоретичні оберти холостого ходу при повному заряді становлять 22 680 об/хв. Розрахована швидкість кінцівки 10-дюймового пропелера дорівнює приблизно 302 м/с. Це значення близьке до M=0,88 і може розглядатися як верхня межа бажаного режиму для збереження ефективності. Застосування двигуна з істотно вищим KV або підвищення напруги без зменшення діаметра пропелера призводило б до входження в область надмірних втрат.

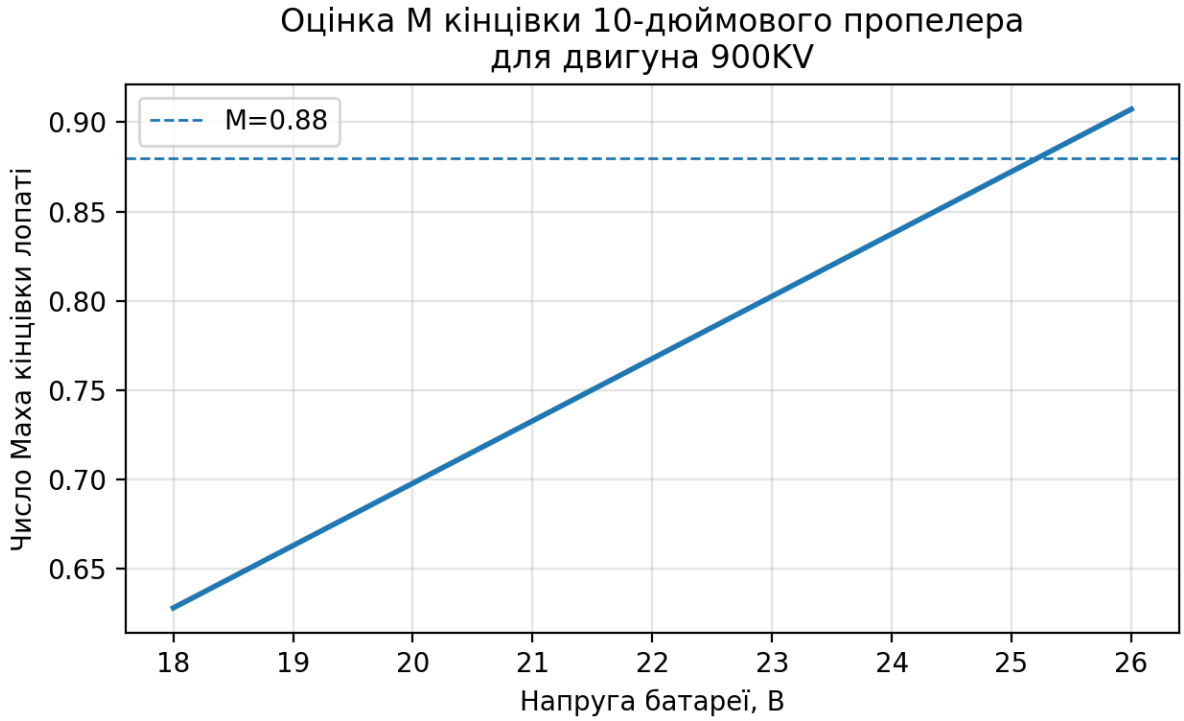


Рис. 2 – Розрахункова залежність числа Маха кінцівки 10-дюймового пропелера від напруги для двигуна 900KV

Оптимізація джерела живлення

У роботі основний акцент зроблено на Li-ion елементах формату 21700, оскільки вони забезпечують вищу питому енергоємність порівняно з типовими Li-Po батареями, що важливо для місій тривалого польоту. Водночас Li-ion збірка має обмеження за струмовіддачею, тому її конфігурація повинна забезпечувати розподіл навантаження між паралельними гілками. У конфігурації 6S3P загальне навантаження у режимі зависання розподіляється між трьома паралельними комірками, що зменшує струм на одну комірку і знижує тепловий ризик.

Збільшення кількості паралельних гілок або встановлення батареї більшої ємності не завжди покращує результат. Для дослідної 10-дюймової платформи маса батареї понад 1,5 кг призводила до зростання необхідної тяги, а отже, до підвищення струму. Тому збірка 6S3P ємністю 15 А·год і масою 1,3 кг була прийнята як компроміс між запасом енергії та злітною масою. Максимальна злітна маса без додаткового корисного навантаження становила 2,217 кг.

Компонування рами та конфігурація Pusher

Окремо перевірялося інвертоване встановлення двигунів за схемою Pusher, коли пропелери працюють нижче площини рами. Теоретично таке рішення може зменшити затінення повітряного потоку променями, але в практичній експлуатації воно має суттєвий недолік: під час посадки на непідготовлену поверхню пропелери опиняються у зоні підвищеного ризику механічного пошкодження. У випробуваннях енергетичний виграш від Pusher-компонування не перевищував близько 3%, тому для польових умов традиційна схема залишається більш надійною.



Рис. 3. - Перевірка інвертованого встановлення двигунів у конфігурації Pusher

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ОБГОВОРЕННЯ

Під час польотних випробувань порівнювалися два режими: без корисного навантаження та з додатковою масою 0,657 кг. У першому випадку злітна маса становила 2,217 кг, у другому - 2,874 кг. Фіксувалися фактична тривалість зависання, середній струм і питома ефективність системи.

Таблиця 1 - Основні результати польотних випробувань 10-дюймової FPV-платформи

Параметр	Без корисного навантаження	З навантаженням 0,657 кг
Злітна маса, кг	2,217	2,874
Фактична тривалість зависання, хв	52,0	37,5
Середній струм, А	16,2	22,4
Питома ефективність, г/Вт	8,1	6,4

Додавання корисного навантаження збільшило злітну масу приблизно на 29,6%. При цьому середній струм зріс з 16,2 до 22,4 А, тобто приблизно на 38,3%, а фактична тривалість зависання зменшилася з 52,0 до 37,5 хв. Це показує, що збільшення маси впливає на енергоспоживання нелінійно: платформа не лише несе додаткову вагу, а й потребує більшої тяги для стабілізації, що підвищує робоче навантаження двигунів.

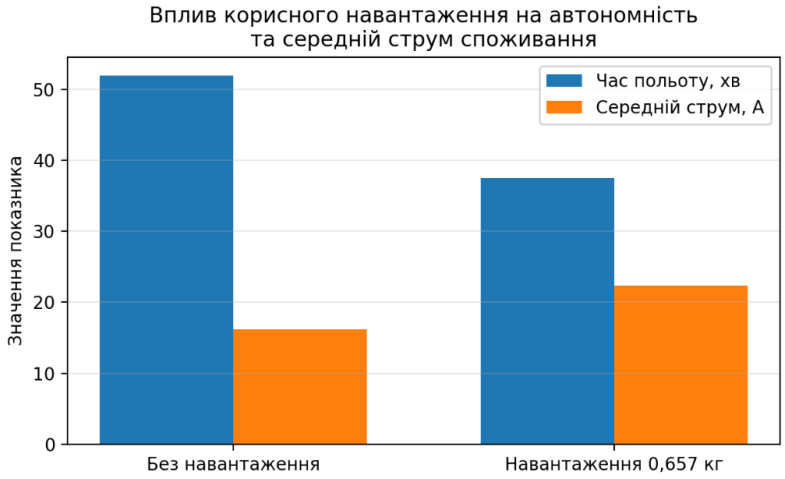


Рис. 4. – Вплив корисного навантаження на тривалість польоту та середній струм

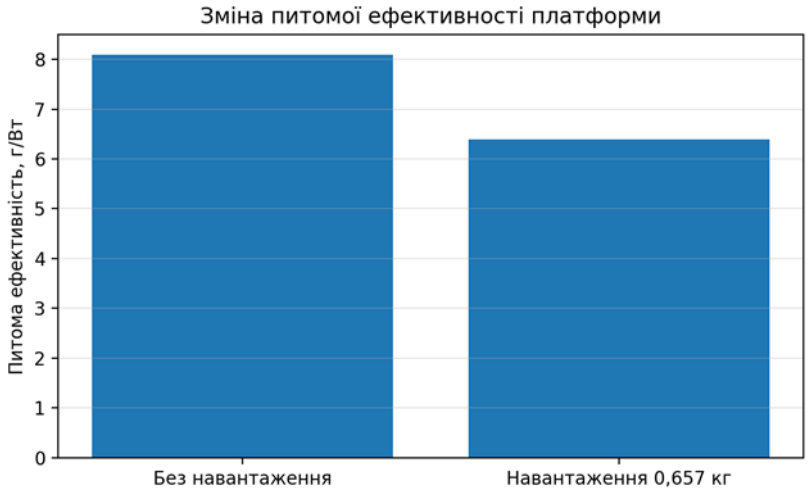


Рис. 5. - Зниження питомої ефективності системи при додатковому навантаженні

Отримані результати підтверджують, що тривалий політ мультироторного FPV-БПЛА забезпечується не одним окремим компонентом, а збалансованою роботою всієї силової системи. Використання двигунів 900KV з 10-дюймовими пропелерами дозволило отримати достатній крутний момент за помірних обертів і не переводити кінцівки лопатей у критичний трансзвуковий режим. Перехід на Li-ion 6S3P дав необхідний запас енергії, але залишив струм на одну паралельну комірку в прийнятній області.

Порівняння двох режимів демонструє чутливість автономності до маси. Додаткове навантаження 0,657 кг зменшило час зависання майже на 28%, хоча загальна маса збільшилася менш ніж на третину. Це важливо враховувати під час проєктування платформ для моніторингу, доставки або інспекції: збільшення батареї чи корисного навантаження повинно оцінюватися через енергетичний баланс, а не лише через номінальну ємність.

Практично доцільним є нижнє розташування акумулятора, оскільки важка батарея зміщує центр мас нижче площини пропелерів і покращує статичну стабільність. Зменшення амплітуди коригувальних команд польотного контролера може знижувати втрати на стабілізацію, хоча точна кількісна оцінка цього ефекту потребує окремого вимірювання за логами ESC та польотного контролера.

Інвертована схема Pusher показала лише невеликий енергетичний виграш, який у польових умовах може не компенсувати підвищений ризик пошкодження пропелерів. Тому для практичних довготривалих місій доцільніше застосовувати традиційне компонування, залишаючи Pusher-схему

для окремих експериментальних платформ або задач, де посадка відбувається на підготовлену поверхню.

Практичні рекомендації

Для 10-дюймових FPV-платформ, орієнтованих на збільшення тривалості польоту, рекомендовано використовувати низькообертові двигуни з достатнім крутним моментом, Li-ion батареї з високою питомою енергоємністю та якісні силові з'єднання з мінімальним опором. Вибір KV двигуна потрібно узгоджувати з напругою батареї та діаметром пропелера через обмеження швидкості кінцівки лопаті. Для великих пропелерів недоцільно безконтрольно збільшувати KV або напругу, оскільки приріст обертів може перейти у зростання шуму і втрат, а не у збільшення корисної тяги.

Батарейну збірку слід виконувати з урахуванням фактичних струмів у робочих режимах. Навіть якщо середній струм є помірним, короткочасні піки при маневрах або поривах вітру можуть створювати суттєві навантаження на комірки, перемички, роз'єми і ESC. Тому під час розробки доцільно застосовувати комірки з перевіреною струмовіддачею, якісне контактне зварювання та достатній переріз силових провідників.

ВИСНОВКИ

1. Запропоновано оновлену розрахунково-експериментальну методику підвищення автономності 10-дюймового FPV-БПЛА, яка базується на узгодженні параметрів двигуна, пропелера, батареї та компонування рами.

2. Для двигунів 3115 900KV і 10-дюймового пропелера показано, що при 6S Li-ion живленні швидкість кінцівки лопаті становить близько 302 м/с, або M≈0,88. Це є граничним, але прийнятним режимом для збереження дозвукової ефективності.

3. Експериментально підтверджено, що Li-ion батарея 6S3P ємністю 15 А·год і масою 1,3 кг забезпечила 52 хв зависання без корисного навантаження при злітній масі 2,217 кг.

4. При встановленні додаткового навантаження 0,657 кг тривалість зависання зменшилася до 37,5 хв, середній струм зріс до 22,4 А, а питома ефективність знизилася з 8,1 до 6,4 г/Вт.

5. Перевірка Pusher-компонування показала невеликий потенційний енергетичний виграш, але також виявила підвищений експлуатаційний ризик пошкодження пропелерів при посадці на непідготовлену поверхню.

6. Подальші дослідження доцільно спрямувати на логування струму, напруги, температури ESC і батареї в реальному часі, а також на порівняння різних Li-ion комірок та пропелерів у сталих режимах польоту.

СПИСОК ПОСИЛАНЬ

Duan D., Wang Z., Wang Q., Li J. Research on Integrated Optimization Design Method of High-Efficiency Motor Propeller System for UAVs With Multi-States. IEEE Access. 2020. Vol. 8. P. 165432–165448. DOI: 10.1109/ACCESS.2020.3014411.

Gundogdu S., Al-Habaibeh A. A novel methodology for the optimisation of propeller geometry and motor parameters for maximum UAV endurance. Applied Energy. 2020. Vol. 269. Article 115049. DOI: 10.1016/j.apenergy.2020.115049.

Barmpatzias G., Dymond T. Energy saving techniques in drone motor control: A comparative analysis of FOC and Six-Step Commutation in ESCs. Sensors. 2024. Vol. 24(5). Article 1548. DOI: 10.3390/s24051548.

Zhang C., Wang Y., Zhang F., Li W. Modeling and prediction of remaining useful life for Li-ion batteries considering the influence of discharge rate in UAV systems. Energy. 2022. Vol. 238. Article 121876. DOI: 10.1016/j.energy.2021.121876.

Wang Z., Zhang J., Wang L. Thermal management strategies for enhancing the safety and performance of Li-ion batteries in high-C-rate UAV applications. Applied Thermal Engineering. 2020. Vol. 173. Article 115206. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2020.115206.

Koo M.-M., Shin H.-J. Performance Analysis and Experimental Validation of Outer-Rotor Permanent Magnet Synchronous Motors for Drone Propulsion Systems. Energies. 2026. Vol. 19(16). Article 3845. DOI: 10.3390/en19163845.

Longo S., Lino S., Hordósy N. Hydrogen Fuel Cells in UAVs: Challenges and Perspectives for Extended Endurance. International Journal of Hydrogen Energy. 2023. Vol. 48(67). P. 26038–26051. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2023.04.145.

Jin Z., Mei C., Zhang G. An Efficient Brushless DC Motor Design for Unmanned Aerial Vehicles. Proceedings of the International Conference on Electrical Machines and Systems. 2022. P. 1–5. DOI: 10.1109/ICEMS56177.2022.992222.

e-ISSN 2708-9754; ISSN 2307-1699
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, 2026, Вип. 52
AGRICULTURAL MACHINES, 2026, Vol. 52

JUSTIFICATION OF THE OPTIMAL DESIGN OF ROTOR ASSEMBLIES BASED ON THE PERFORMANCE METRICS OF SPREADERS

N. Ponomarenko, D. Chasov*, D. Sereda, V. Beihul, M. Linnyk-Zakhorolskyi
Dniprovsk State Technical University, Kamianske, Ukraine

AGRICULTURAL MACHINES
АСМ
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Key words:
mineral fertilizers,
spreading disc,
rotary distribution mechanism,
guide ribs,
blade geometry,
coefficient of variation,
spreading width.

Article history:
Received 11.10.2026
Reviewed 19.10.2026
Approved 30.10.2026

*__Corresponding author:__
0969995009@ukr.net

ABSTRACT

Research was conducted on the influence of the design parameters of a centrifugal-type rotary distribution mechanism on the spatial distribution characteristics of mineral fertilizers. Design differences among five experimental configurations of the spreading disc were examined, characterized by varying arrangements of guide ribs, blade geometry, and the method of their mounting relative to the disc surface. Experimental studies were conducted on a laboratory setup using sand and urea as model materials and granular mineral fertilizer, respectively. Efficiency of the design solutions was evaluated based on the coefficient of variation in material distribution and the width of its dispersion. The test results showed that experimental configuration №4 provided the lowest coefficient of variation: 26% for sand distribution and 10% for urea distribution. The corresponding spreading widths were 0.9 and 2.5 m. Compared to the standard configuration №5, the coefficient of variation for urea decreased from 89% to 10%, while the spreading width increased from 2.3 to 2.5 m. The observed effect is related to the structural design of the guide ribs, which determines how the material moves across the disc's surface and the conditions under which it leaves the blades. The results justify the feasibility of further improving spreading disc № 4 using analytical modeling of trajectories.

DOI: 10.36910/acm.vi52.2357

To cite this article:
Ponomarenko, N., Chasov, D., Sereda, D., Beihul, V. & Linnyk-Zakhorolskyi, M. (2026). Justification of the optimal design of rotor assemblies based on the performance metrics of spreaders. *Agricultural Machines*, *52*, 241–248. https://doi.org/10.36910/acm.vi52.2357

e-ISSN 2708-9754; ISSN 2307-1699
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, 2026, Вип. 52
AGRICULTURAL MACHINES, 2026, Vol. 52

УДК 631.333

ОБҐРУНТУВАННЯ ОПТИМАЛЬНОЇ КОНСТРУКЦІЇ РОТОРНИХ ВУЗЛІВ ЗА ЯКІСНИМИ ПОКАЗНИКАМИ РОБОТИ РОЗКИДАЧІВ

Н.О. Пономаренко, Д.П. Часов*, Д.Б.Середа, В.О. Бейгул, М.С. Лінник-Захорольський
Дніпровський державний технічний університет, м. Кам'янське, Україна

AGRICULTURAL MACHINES
АСМ
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Ключові слова:
мінеральні добрива,
розкидальний диск,
роторний розподільний механізм,
напрямні ребра,
геометрія лопатей,
коефіцієнт варіації,
ширина розсіювання.

Історія публікації:
Отримано 11.10.2026
Прорецензовано 19.10.2026
Затверджено до друку 30.10.2026

****Автор для листування:***
0969995009@ukr.net

АНОТАЦІЯ

Досліджено вплив конструктивних параметрів роторного розподільного механізму відцентрового типу на показники просторового розподілу мінеральних добрив. Розглянуто конструктивні відмінності п'яти дослідних конфігурацій розкидального диска, які характеризуються різним розташуванням напрямних ребер, геометрією лопатей і способом їх установлення відносно поверхні диска. Експериментальні дослідження виконано на лабораторній установці з використанням піску та карбаміду як модельного матеріалу й гранульованого мінерального добрива відповідно. Ефективність конструктивних рішень оцінювали за коефіцієнтом варіації розподілу матеріалу та шириною його розсіювання. За результатами випробувань установлено, що дослідна конфігурація № 4 забезпечує найменший коефіцієнт варіації: 26 % під час розподілу піску та 10 % під час розподілу карбаміду. Відповідна ширина розсіювання становила 0,9 і 2,5 м. Порівняно із серійною конфігурацією № 5 коефіцієнт варіації для карбаміду зменшився з 89 до 10 %, а ширина розсіювання збільшилася з 2,3 до 2,5 м. Виявлений ефект пов'язаний із конструктивною організацією напрямних ребер, що визначає характер переміщення матеріалу по поверхні диска та умови його сходження з лопатей. Результати обґрунтовують доцільність подальшого вдосконалення розкидального диска № 4 із використанням аналітичного моделювання траєкторій гранул та оптимізації геометрії напрямних елементів.

DOI: 10.36910/acm.vi52.2357

Цитувати цю статтю:
Пономаренко, Н. О., Часов, Д. П., Середа, Д. Б., Бейгул, В. О. & Лінник-Захорольський, М. С. (2026). Обґрунтування оптимальної конструкції роторних вузлів за якісними показниками роботи розкидачів. *Сільськогосподарські машини*, *52*, 241–248. https://doi.org/10.36910/acm.vi52.2357

СТАН ПИТАННЯ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Відцентрові розкидачі мінеральних добрив належать до найбільш поширених засобів механізації технологічних операцій із внесення гранульованих агрохімікатів. Їх використання забезпечує високу продуктивність, конструктивну відносну простоту та можливість регулювання норми внесення в широкому діапазоні. Водночас ефективність таких машин визначається не лише дозувальними характеристиками, а й здатністю формувати заданий просторовий розподіл матеріалу за шириною захвату. Відхилення фактичного розподілу від рівномірного спричиняє локальне перевищення або зменшення норми внесення, що погіршує умови живлення рослин і знижує ефективність використання мінеральних добрив. Функціонування відцентрового розподільного механізму ґрунтується на передаванні гранулам кінетичної енергії від обертового диска та встановлених на ньому лопатей. Після надходження з дозувального пристрою гранули переміщуються по поверхні диска, взаємодіють із напрямними елементами та набувають швидкості, достатньої для подальшого вильоту в навколишнє середовище. Траєкторія їхнього руху визначається сукупністю геометричних, кінематичних і фізико-механічних чинників. До основних належать діаметр диска, частота його обертання, положення точки подачі матеріалу, кількість і довжина лопатей, кут їх установлення, параметри напрямних ребер, а також гранулометричний склад, густина, форма та фрикційні характеристики добрива (*Ponomarenko N.O., та ін., 2024*)

Дослідження кінематики гранул на обертовому диску підтверджують, що параметри конструкції та режиму роботи взаємопов’язані й не можуть розглядатися ізольовано. Зокрема, експериментальні дослідження дискових розкидачів засвідчили залежність дальності переміщення добрив від типу матеріалу, конфігурації лопатей і кутової швидкості диска (*Przywara A., та ін., 2020*). Це означає, що зміна геометрії розподільного механізму може впливати одночасно на дальність розсіювання, форму розподільного профілю та рівномірність розміщення гранул. Важливим показником якості роботи відцентрового розкидача є коефіцієнт варіації розподілу матеріалу. Його використання дає змогу кількісно оцінювати розсіювання експериментальних значень відносно середнього рівня та порівнювати різні конструктивні й технологічні конфігурації.

Водночас інтерпретація цього показника потребує врахування методики випробувань, площі збирання матеріалу, кількості повторень і способу визначення ширини розсіювання. Відповідні питання розглянуто у дослідженні гібридної моделі відцентрового розподілу, в якому показано вплив умов вимірювання та параметрів моделі на оцінювання коефіцієнта варіації (*Villette S., та ін., 2017)*. Окремий напрям досліджень становить удосконалення геометрії лопатей і напрямних елементів розкидального диска. Конструктивне виконання цих деталей визначає характер контакту гранул із поверхнею, інтенсивність їхнього прискорення та напрямок сходження з диска.

Застосування напрямних ребер дає змогу змінювати траєкторію руху матеріалу до моменту його вильоту, проте результативність такого рішення залежить від розташування ребер, їхньої висоти, кута нахилу та взаємного положення з основними лопатями. Надмірне ускладнення геометрії не обов’язково забезпечує поліпшення розподілу, оскільки додаткові елементи можуть змінювати характер руху гранул і створювати локальні зони їх накопичення. У роботі F. Kömekçi та співавторів досліджено вплив кількості лопатей, кута їх установлення та колової швидкості диска на рівномірність поперечного й поздовжнього розподілу гранульованих добрив. За результатами повнофакторного експерименту встановлено статистичну значущість досліджуваних параметрів для показників розподілу. За однієї з оптимальних комбінацій параметрів коефіцієнт варіації поперечного розподілу становив 8,31 % (*Kömekçi F., та ін., 2024*). Отримані результати підтверджують необхідність комплексного вибору геометрії лопатей і кінематичного режиму, а не оцінювання конструкції лише за шириною розсіювання.

Значення фізико-механічних характеристик матеріалу підтверджено також дослідженнями A. Przywara та співавторів. Установлено, що тип добрива, конфігурація лопатей і кутова швидкість диска істотно впливають на середній радіус розподілу. Автори також виявили суттєвий вплив пилоподібної фракції на дальність розсіювання (*Yıldırım Y., та ін., 2012*). Отже, порівняння конструктивних рішень має здійснюватися за однакових умов випробування, оскільки відмінності фізичних властивостей матеріалу можуть змінювати результати навіть за незмінної геометрії диска. Сучасні дослідження продовжують розвивати напрям конструктивної оптимізації розподільних

механізмів. Зокрема, у роботі 2025 року застосовано дискретно-елементне моделювання та експериментальну перевірку для визначення впливу конструктивних параметрів двохдискового розкидача на рівномірність внесення (*Ou, M., та ін., 2025*). Такий підхід демонструє перспективність поєднання теоретичного аналізу, числового моделювання та експериментальної оцінки під час розроблення нових конструкцій. Попри значну кількість досліджень, вибір конструктивної схеми розкидального диска для забезпечення одночасно високої рівномірності розподілу та достатньої ширини розсіювання залишається актуальним завданням. Особливої уваги потребує оцінювання напрямних ребер, розташованих у секторах між основними лопатями, а також конструкцій, у яких напрямні елементи підняті над поверхнею диска. Для таких схем важливо визначити, наскільки зміна організації руху гранул впливає на показники розсіювання різних за фізичними властивостями матеріалів.

Мета дослідження — експериментально оцінити вплив конструктивних особливостей роторного розподільного механізму відцентрового типу на рівномірність і ширину розсіювання мінеральних добрив, визначити найбільш результативну з досліджених конфігурацій розкидального диска та обґрунтувати напрями її подальшого конструктивного вдосконалення.

МАТЕРІАЛИ І МЕТОДИ

За даними наукових публікацій, структура факторів, що визначають урожайність сільгоспкультур, виглядає так: 50% припадає на удобрення, 20% – на механічний обробіток землі, 10% залежить від обраного сорту, і ще 20% забезпечують заходи захисту рослин.

Вітчизняний машинобудівний сектор пропонує аграріям агрегати для внесення міндобрив: НРУ-1200 (місткість 1,2 м³), МВД-0,5 (0,5 м³), а також МД-4 та МВД-5СПРО. Однак технічні можливості цих машин поступаються аналогам відомих західних виробників (Accord, Amazone, Diadem, Sulky та ін.). Західна техніка гарантує кращу рівномірність та вищу продуктивність, але її вартість є значно більшою порівняно з вітчизняними зразками.

Наразі відцентрові розкидачі міндобрив не можуть похвалитися рівномірним розподілом гранул по площі. Щоб покращити цей показник, фахівці спроектували та виготовили чотири дослідні роторні робочі елементи діаметром 120 мм, а також створили еталонний горизонтальний диск із чотирма лопатями (висота лопаті – 0,2 від радіуса диска). Досліди проводились на експериментальній установці ДДАУ у навчально-виробничій лабораторії (рис. 1).



Рис. 1 - Експериментально-дослідна установка (фото авторів, 2026)

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ОБГОВОРЕННЯ

Експериментальні дослідження виконували для порівняльного оцінювання впливу конструктивного виконання роторних вузлів відцентрового розкидача на показники поперечного розподілу сипких матеріалів і ширину їх розсіювання. Дослідження були проведені на різних конструкціях робочих дисків і робочим матеріалом був пісок та гранульовані мінеральні добрива (розмір гранул 1 мм). Досліджували п’ять конструктивних варіантів: чотири експериментальні зразки з різним виконанням напрямних ребер (рис. 2.) і серійний горизонтальний диск із чотирма радіально розташованими прямокутними лопатями, прийнятий за базовий для порівняння.

У зразку № 1 на диску симетрично відносно осі обертання розміщено основні ребра, а в утворених ними секторах установлено додаткові напрямні елементи. Кути нахилу ребер становлять 15°, 14° і 12°, а їхня висота, відповідно, дорівнює 0,12; 0,10 і 0,08 радіуса диска в напрямку від осі обертання до периферії. Така геометрія забезпечує поетапну зміну умов переміщення частинок уздовж радіуса та формує передумови для коригування траєкторії їхнього сходження з поверхні диска.

У зразку № 2 застосовано аналогічну схему розміщення ребер, доповнену міжреберними прорізами. Вирізи виконано в чотирьох ділянках уздовж радіуса кожного ребра з їх взаємним перекриттям. Зазначене конструктивне рішення змінює характер контакту частинок із напрямними поверхнями та умови їх переміщення між секторами диска. Параметри нахилу й висоти ребер відповідають першому варіанту. Їх вибір спрямований на забезпечення необхідної дальності розсіювання та зменшення нерівномірності розподілу матеріалу по поверхні ґрунту (*Патент на корисну модель № 09385).*

У зразку № 3 напрямні ребра розташовано над робочою поверхнею диска з нахилом, аналогічним до прийнятого для зразка № 1. Кожне ребро закріплено в двох точках, що забезпечує його підняте положення відносно площини диска. Відмінність цього варіанта полягає у просторовому розташуванні напрямних елементів, яке змінює умови взаємодії частинок із диском і ребрами під час обертання. Така конструкція дає змогу оцінити вплив винесення напрямних поверхонь над площиною диска на показники розсіювання матеріалу (*Патент на корисну модель № 56441*).

У зразку № 4 використано диск із симетрично розташованими ребрами та напрямними елементами, установленими в утворених ними секторах. Кут нахилу напрямних ребер становить 12°, а їхня висота — 0,08 радіуса диска. Початок і кінець кожного напрямного елемента розташовано в точках зовнішнього радіуса основних лопатей. Така схема формує визначену траєкторію переміщення частинок у напрямку периферії диска та дає змогу оцінити ефективність конструкції з урахуванням поєднання напрямних ребер з основними лопатями (*Гаврилюк В.П., 2012*).

Зразок № 5 являв собою серійний горизонтальний диск із чотирма радіальними прямокутними лопатями та використовувався як базовий варіант.

Порівняльні випробування проводили за розробленою методикою (*Поляков В. В., 2015; Коваленко В. Г., Литвиненко П. С., 2020*) із десятикратною повторюваністю кожного досліду. Геометричні розміри експериментальних зразків були в п’ять разів меншими за розміри серійного роторного вузла. Для оцінювання результатів застосовували коефіцієнти подібності, які враховували під час перерахунку характеристик розподілу матеріалу та визначення ширини розсіювання.

Основними критеріями порівняння були коефіцієнт варіації розподілу, похибка експерименту та робоча ширина захвату. Менше значення коефіцієнта варіації свідчить про вищу рівномірність розподілу матеріалу в межах досліджуваної зони. За результатами випробувань із використанням піску коефіцієнт варіації для зразків № 1 і № 2 становив по 43 %, для зразка № 3 — 35 %, для зразка № 4 — 26 %, тоді як для серійного диска № 5 досягав 95 %. Отже, найменше значення цього показника отримано для конструкції № 4 (табл. 1).

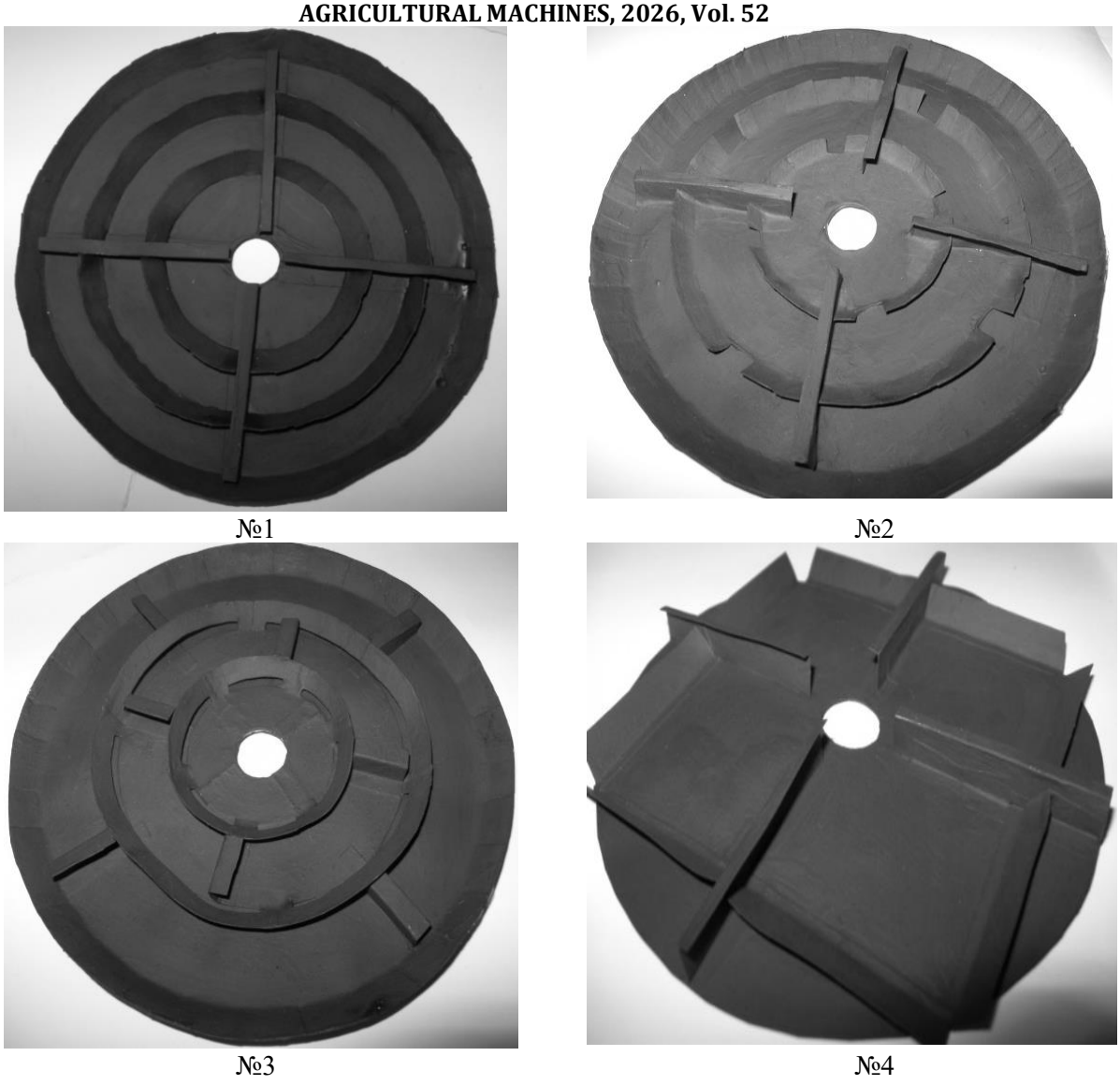


Рис. 2. - Експериментальні конструкції робочих дисків (фото авторів, 2026)

Порівняно із серійним варіантом коефіцієнт варіації зменшився на 69 відсоткових пунктів, що характеризує істотне поліпшення рівномірності розподілу піску за умов проведеного експерименту. Для зразків № 1–3 також зафіксовано нижчі значення коефіцієнта варіації порівняно із серійним диском, проте їхні показники поступалися результату четвертого варіанта. Похибка дослідів із піском становила 3,5 % для зразка № 1, 4,3 % — для зразків № 2 і № 3, 4,0 % — для зразків № 4 і № 5.

Робоча ширина захвату для перших чотирьох конструкцій дорівнювала 0,9 м, а для серійного диска — 0,85 м. Таким чином, у дослідженій конфігурації зменшення коефіцієнта варіації для зразка № 4 не супроводжувалося зниженням ширини розсіювання піску. Це вказує на доцільність подальшого дослідження конструкції з напрямними ребрами, розташованими між основними лопатями та орієнтованими відносно їхніх зовнішніх радіусів. Випробування з карбамідом виявили більш виражену залежність показників розсіювання від конструктивного виконання диска. Коефіцієнт варіації становив 35 % для зразка № 1, 25 % — для № 2, 23 % — для № 3, 10 % — для № 4 і 89 % — для серійного зразка № 5. Найменше значення показника також зафіксовано для конструкції № 4.

Таблиця 1 - Результати досліджень п'яти робочих дисків відцентрового типу

Показники	Зразки робочих органів				
	№ 1	№ 2	№ 3	№ 4	№ 5
Пісок					
Коефіцієнт варіації, %	43	43	35	26	95
Похибка досліду, %	3,5	4,3	4,3	4,0	4,0
Робоча ширина захвату, м	0,9	0,9	0,9	0,9	0,85
Карбомід					
Коефіцієнт варіації,%	35	25	23	10	89
Похибка досліду,%	4,0	4,5	4,0	3,9	4,0
Робоча ширина захвату, м	1,3	2,3	0,57	2,5	2,3

Порівняно із серійним диском коефіцієнт варіації зменшився на 79 відсоткових пунктів, що підтверджує перевагу цього конструктивного варіанта за рівномірністю розподілу карбаміду в умовах експерименту. Похибка дослідів із карбамідом перебувала в межах 3,9–4,5 %: для зразка № 1 вона становила 4,0 %, № 2 — 4,5 %, № 3 — 4,0 %, № 4 — 3,9 %, № 5 — 4,0 %. Робоча ширина захвату для відповідних конструкцій дорівнювала 1,3; 2,3; 0,57; 2,5 і 2,3 м. Найбільше значення цього параметра отримано для зразка № 4 — 2,5 м. Порівняно із серійним варіантом ширина захвату збільшилася на 0,2 м, або приблизно на 8,7 %. Водночас для зразка № 3 зафіксовано найменшу ширину захвату — 0,57 м, що свідчить про недостатню ефективність такого конструктивного виконання за цим критерієм.

Сукупне оцінювання результатів із двома матеріалами засвідчило, що зразок № 4 характеризується найкращим поєднанням рівномірності розподілу та ширини розсіювання в межах проведених випробувань. Для піску коефіцієнт варіації становив 26 % за ширини захвату 0,9 м, а для карбаміду — відповідно 10 % і 2,5 м. Виявлена відмінність результатів для різних матеріалів указує на необхідність урахування їхніх фізико-механічних властивостей під час оцінювання ефективності конструкції. Зокрема, характер руху частинок і їхня взаємодія з поверхнями диска та напрямними ребрами можуть впливати на формування траєкторій розсіювання, тому переваги конструктивного рішення мають визначатися за результатами випробувань із конкретним матеріалом. За отриманими експериментальними даними зразок № 4 обґрунтовано обрати як перспективний варіант для подальшого конструктивного опрацювання та виготовлення натурного зразка. Наступний етап досліджень доцільно спрямувати на визначення раціональної геометрії поверхні диска, уточнення кутів нахилу напрямних ребер і встановлення їхнього впливу на дальність та рівномірність розподілу мінеральних добрив у польових умовах.

ВИСНОВКИ

За результатами порівняльних експериментальних досліджень установлено, що конструктивне виконання роторного вузла істотно впливає на рівномірність розподілу сипкого матеріалу та ширину його розсіювання. Найкращі сукупні показники серед досліджених варіантів продемонстрував зразок № 4 із напрямними ребрами, установленими під кутом 12° і заввишки 0,08 радіуса диска.

Під час розсіювання піску для зразка № 4 отримано коефіцієнт варіації 26 % за робочої ширини захвату 0,9 м. Для серійного диска відповідні значення становили 95 % і 0,85 м. Отже, застосування експериментальної конструкції № 4 забезпечило істотне зменшення варіації розподілу матеріалу без скорочення ширини розсіювання в умовах проведеного досліду.

Під час випробувань із карбамідом зразок № 4 забезпечив коефіцієнт варіації 10 % і робочу ширину захвату 2,5 м. Для серійного диска ці показники становили 89 % і 2,3 м. Таким чином, у межах експерименту конструкція № 4 характеризувалася найвищою рівномірністю розподілу карбаміду та найбільшою шириною розсіювання серед п'яти досліджених варіантів.

Похибка дослідів становила 3,5–4,3 % під час роботи з піском і 3,9–4,5 % під час роботи з карбамідом. Це дає змогу проводити порівняльне оцінювання досліджених конструкцій за прийнятою

методикою, водночас остаточну оцінку їхньої ефективності необхідно підтвердити випробуваннями натурного зразка в умовах, наближених до експлуатаційних.

Зразок № 4 рекомендовано для подальшого конструктивного опрацювання та виготовлення натурного роторного вузла. Подальші дослідження мають передбачати аналітичне обґрунтування геометрії диска, визначення раціональних кутів нахилу напрямних ребер відносно площини диска й горизонту, а також експериментальну перевірку рівномірності внесення мінеральних добрив за різних режимів обертання та властивостей гранульованого матеріалу.

СПИСОК ПОСИЛАНЬ

Ponomarenko, N. O., Tesliuk, H. V., Kobets, O. M., Lepet, Ye. I., Chasov, D. P., & Beihul, V. O. (2024). Udoskonalenyi vidtsentrovyi dysk z podviinoiu podacheiu dobryv [Improved centrifugal disk with double fertilizer supply]. Zbirnyk naukovykh prats Dniprovskoho derzhavnoho tekhnichnoho universytetu (Tekhnichni nauky), 1(44), 91–98. https://doi.org/10.31319/2519-2884.44.2024.11

Przywara, A., Santoro, F., Kraszkiewicz, A., Pecyna, A., & Pascuzzi, S. (2020). Experimental study of disc fertilizer spreader performance. Agriculture, 10(10), Article 467. https://doi.org/10.3390/agriculture10100467

Villette, S., Piron, E., & Miclet, D. (2017). Hybrid centrifugal spreading model to study the fertiliser spatial distribution and its assessment using the transverse coefficient of variation. Computers and Electronics in Agriculture, 137, 115–129. https://doi.org/10.1016/j.compag.2017.03.023

Kömekçi, F., Kömekçi, C., Doğu, D., & Aykas, E. (2024). Effects of number of vanes, vane angle and disc peripheral speed on the distribution uniformity of twin-disc granular fertilizer broadcaster. Heliyon, 10(18), Article e37922. https://doi.org/10.1016/j.heliyon.2024.e37922

Yıldırım, Y., & Kara, M. (2012). Effect of different vane combinations on fertilizer distribution uniformity with various flow rates in spinning disc broadcasters. Journal of Agricultural Sciences, 18(1). https://doi.org/10.1501/Tarimbil_0000001192

Ou, M., Wang, G., Lu, Y., Zhang, Z., Pan, H., Jia, W., & Dong, X. (2025). Structure optimization and performance simulation of a double-disc fertilizer spreader based on EDEM-CFD. Agronomy, *15*(5), Article 1025. https://doi.org/10.3390/agronomy15051025

Kobets, A. S., Derkach, O. D., Ilchenko, V. Yu., Puhach, A. M., & Nahiieva, N. O. (n.d.). Robochyi orhan dlia rozsiiuvannia mineralnykh dobryv [Working body for spreading mineral fertilizers] (Ukrainian Patent No. 09385).

Kobets, A. S., Derkach, O. D., Ilchenko, V. Yu., Puhach, A. M., & Nahiieva, N. O. (2011). Orhan dlia rozsiiuvannia mineralnykh dobryv [Body for spreading mineral fertilizers] (Ukrainian Patent No. 56441).

Havryliuk, V. P. (2012). Tekhnolohii i tekhnika vnesennia dobryv [Technologies and techniques of fertilizer application]. Vyshcha osvita.

Poliakov, V. V. (2015). Mashyny dlia vnesennia dobryv: Teoriia i rozrakhunok [Fertilizer application machines: Theory and calculation]. Ahrarna nauka.

Kovalenko, V. H., & Lytvynenko, P. S. (2020). Optymizatsiia rivnomirnosti rozpodilu dobryv vidtsentrovymy rozkyldachamy [Optimization of fertilizer distribution uniformity by centrifugal spreaders]. Silskohospodarska tekhnika i tekhnolohii, (3), 25–31.

e-ISSN 2708-9754; ISSN 2307-1699
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, 2026, Вип. 52
AGRICULTURAL MACHINES, 2026, Vol. 52

THEORETICAL FOUNDATIONS FOR IMPROVING THE EFFICIENCY OF POTATO HEAP SEPARATION BY A ROD-TYPE CONVEYOR

A. Babii*, V. Boiko

Ternopil Ivan Puluj National Technical University, Ternopil, Ukraine

AGRICULTURAL MACHINES
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Key words:
rod-type conveyor,
potato harvesting machine,
separation process,
mathematical model,
numerical experiment.

Article history:
Received 16.10.2026
Reviewed 25.10.2028
Approved 30.10.2028

*__Corresponding author:__
avbabiytntu@gmail.com

ABSTRACT

The article develops the theoretical foundations of the process of separating potato heap on the web of a rod-type conveyor with tandem rods that form depressions. Such local depressions additionally capture a certain volume of the heap, thereby increasing the conveying and separating capacity of the conveyor. A mathematical model is proposed that takes into account the geometric parameters of the depression, the thickness and state of the heap layer, the speed of the web, the angles of inclination of individual conveyor sections to the horizontal, and the process of restructuring of the heap layer at the boundary of their transition. To describe the operation of the new conveyor design, coefficients of volumetric soil loosening and conveying capacity were introduced. The model shows that such depressions provide local loosening, redistribution of components between layers, intensification of mixing, and an increased probability of fine particles passing through the gaps between the rods. On the basis of a kinetic approach, analytical dependencies were obtained for determining a number of indicators, in particular, the residual soil mass in the potato heap, the separation coefficient, etc.

Based on the results of the numerical experiment, it was established that increasing the layer thickness from the average value of 0.12 m to 0.16 m leads to a decrease in the coefficients of volumetric loosening and conveying capacity, as well as a reduction in separation intensity. Increasing the conveyor inclination angle to 30° raises the separation intensity by 26.8%, while the separation coefficient increases by 10.5%. Increasing the depression depth from 0.015 to 0.03 m raises the volumetric loosening coefficient by 38.5% and the conveying capacity by 33.3%. It was established that the use of a web with tandem rods increases the separation coefficient by 50-90% compared with a traditional rod-type conveyor, depending on the speed mode of operation, and reduces the residual soil contamination of the potato heap.

DOI: 10.36910/acm.vi52.2358

To cite this article:
Babii, A. & Boiko, V. (2026). Theoretical foundations for improving the efficiency of potato heap separation by a rod-type conveyor. *Agricultural Machines*, *52*, 249–260. https://doi.org/10.36910/acm.vi52.2358

e-ISSN 2708-9754; ISSN 2307-1699
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, 2026, Вип. 52
AGRICULTURAL MACHINES, 2026, Vol. 52

УДК 631.356.44

ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ СЕПАРАЦІЇ КАРТОПЛЯНОГО ВОРОХУ ПРУТКОВИМ ТРАНСПОРТЕРОМ

А.В. Бабій*, В.В. Бойко
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, м. Тернопіль, Україна

AGRICULTURAL MACHINES
АСМ
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Ключові слова:
прутковий транспортер, картоплезбиральна машина, процес сепарації, математична модель, числовий експеримент.

Історія публікації:
Отримано 16.10.2026
Прорецензовано 25.10.2026
Затверджено до друку 30.10.2026

****Автор для листування:***
avbabiytntu@gmail.com

АНОТАЦІЯ

У статті розроблено теоретичні основи процесу сепарації картопляного вороху на полотні пруткового транспортера, який має тандемні прутки, що утворюють западини. Такі локальні западини додатково захоплюють визначений об'єм вороху чим підвищують транспортуючу та сепарувальну здатність транспортера. Запропоновано математичну модель, яка враховує геометричні параметри западини, товщину та стан шару вороху, швидкість руху полотна, кути встановлення окремих ділянок транспортера до горизонту та процес перебудови шару вороху на межі їх переходу.

Для опису роботи нової конструкції транспортера введено коефіцієнти об'ємного розпушування ґрунту та транспортуючої здатності. У моделі показано, що такі западини забезпечують локальне розпушування, перерозподіл компонентів між шарами, інтенсифікацію перемішування та ймовірність проходження дрібних частинок у проміжках між прутками. На основі кінетичного підходу отримано аналітичні залежності для визначення ряду показників, зокрема, визначення залишкової маси ґрунту у картопляному воросі, коефіцієнта сепарації тощо.

За результатами числового експерименту встановлено, що збільшення товщини шару від середнього значення 0,12 м до 0,16 м призводить до зменшення коефіцієнтів об'ємного розпушування та транспортуючої здатності, а також зниження інтенсивності сепарації. Зростання кута встановлення транспортера до 30° підвищує інтенсивність сепарації на 26,8 %, тоді як коефіцієнт сепарації збільшується на 10,5 %. Збільшення глибини западини від 0,015 до 0,03 м підвищує коефіцієнт об'ємного розпушування на 38,5 %, а транспортуючу здатність на 33,3 %. Встановлено, що використання полотна з тандемними прутками забезпечує підвищення коефіцієнта сепарації порівняно з традиційним прутковим транспортером на 50-90 % залежно від швидкісного режиму роботи та зменшує залишкову засміченість картопляного вороху ґрунтом.

DOI: 10.36910/acm.vi52.2358

Цитувати цю статтю:
Бабій, А. В. & Бойко, В. В. (2026). Теоретичні основи підвищення ефективності сепарації картопляного вороху прутковим транспортером. *Сільськогосподарські машини*, *52*, 249–260. https://doi.org/10.36910/acm.vi52.2358

BACKGROUND AND PROBLEM STATEMENT

The quality of potato heap separation is one of the determining indicators of potato harvester efficiency. This factor has a direct influence on the cleanliness and degree of damage of the harvested produce, the productivity of the potato harvesting unit, energy consumption, and the need for additional post-harvest operations. In most modern potato harvesters, the main separating and conveying working element is the rod-type conveyor.

The analysis of the literature indicates that the issue of high-quality separation of potato heap during harvesting with potato diggers has not been fully resolved. For example, in *(Li, Y. et al., 2022)*, the process of separating soil from tubers was investigated by simulating this process using specialized software. The authors established that the main influence on the separation process is exerted by the conveyor inclination angle, the linear speed of the conveyor, and the feed of the potato heap, expressed by its thickness. The outcome of this study is the optimization of all these parameters to obtain maximum separation efficiency while preserving the quality of the tubers and the productivity of the machine.

In *(Pan, Y. et al., 2025; Pan, Y. et al., 2026)*, the structural and kinematic parameters of a double-vibration separating conveyor were optimized, and high separation efficiency was achieved, with up to 98% of the soil component of the heap separated.

Other researchers in *(Issa, I. et al., 2025)* propose the design of a multi-stage separating conveyor for a potato harvester, in which several successive separation zones are used, which also generally demonstrates high efficiency in separating the components of the potato heap. The main adjustable parameters are the conveyor inclination angle and its linear speed.

Study *(Wei, Z. et al., 2019)* shows that the intensity of separation depends largely on the oscillation modes of the conveyor web on which the components of the heap are separated. At the same time, increased separation intensity has a direct effect on the degree of tuber damage.

An analysis of recent scientific works *(Bulgakov, V. et al., 2020; Hevko, R. B. et al., 2020; Hrushetskyi, S. M. et al., 2024; Hrushetskyi, S. M. et al., 2019; Ihnatiev, Y. et al., 2019; Xie, S. et al., 2024)* indicates that researchers are searching for optimal designs of separating elements and for the methods of heap separation themselves, substantiating rational modes of their operation and proposing additional elements to intensify separation. At the same time, the question of purposefully changing the geometry of the conveyor web itself, in order to create local zones for accumulating, mixing, and conveying the heap, remains insufficiently studied. In the known works, mathematical models that take into account the presence of local depressions on the conveyor web, which influence the loosening of the heap, the change in its layer thickness, the conveying capacity, and the separation kinetics, are practically absent.

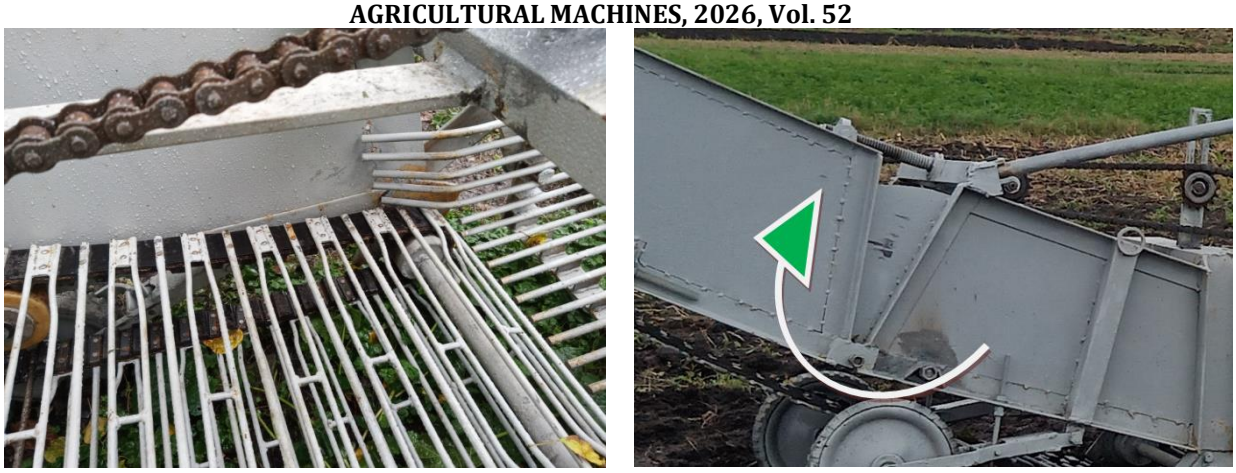
Thus, the scientific and applied problem of improving the efficiency of potato heap separation on a rod-type conveyor by changing the geometry of its web, without the use of additional devices for intensifying the screening of the potato heap components, remains only partially solved. The outlined problem requires both new design solutions and the construction of corresponding mathematical models that describe these processes.

The aim of the research is to develop a theoretical model of the operation of a rod-type conveyor with tandem rods and to establish the regularities of the influence of its structural and kinematic parameters on the conveying capacity and the efficiency of potato heap separation.

MATERIALS AND METHODS

One of the most significant criteria of potato harvester performance is the quality of potato heap separation. This technological operation in the potato harvesting process, especially with small potato diggers, determines the efficiency of the machine as a whole. The task is easily accomplished on separating devices that perform multi-stage separation in the designs of complex professional potato harvesters. The task is set so as to achieve maximum separation using the simplest devices, such as rod-type conveyors.

A new design of the rod-type conveyor web *(Boiko, V. et al., 2026)* was developed to accomplish the stated task. The distinctive feature of the design is that the web is formed by alternately attached one straight rod and two tandem curved rods, which form a depression on the web, Fig. 1, a. In addition, the design of the potato digger frame allows the conveyor to form two sections at different angles to the horizontal, Fig. 1, b.



a b

Fig. 1 – General view of the conveyor

The operation of such a conveyor is modeled below, and the influence of its structural and kinematic parameters on the conveying capacity and the efficiency of potato heap separation is established.

Consider the operating process of a conveyor-type potato digger according to the classical scheme: the share undercuts the tuber-bearing layer, which is partially separated already at this stage, and then it is transferred to the conveyor, where final separation takes place and the potatoes are deposited on the field surface.

Therefore, the tuber-bearing layer, or potato heap, is a heterogeneous multicomponent medium that must be divided into fractions. In general form, such a medium can be represented by the expression

$$\mathrm{M} = B \bigcup G \bigcup R, \tag{1}$$

where B – tubers;
G – soil component;
R – plant components.

The soil component should be represented by two components

$$G = G_1 + G_2, \tag{2}$$

where G_1 – soil clods;
G_2 – fine soil fraction.

To separate part of the soil fraction on the conveyor web, the following condition must be satisfied

$$d_G < s < d_B, \tag{3}$$

where s – effective inter-rod space;
d_G – dimensions of the soil components of the heap;
d_B – characteristic dimensions of the tubers.

The stated condition (3) is necessary but not sufficient. The separation process also depends on many factors: spatial orientation of particles, thickness of the potato heap, particle-particle interaction, residence time on the conveyor web, its geometry, kinematic operating mode, etc.

A particular feature of the presented conveyor design is the presence of tandem rods that form a depression on the web.

The directions of the coordinate axes are adopted as follows:
x – the coordinate along the direction of motion of the conveyor branch;
y – the coordinate in the plane of the conveyor web, perpendicular to the direction of motion;

z – the coordinate perpendicular to the plane of the conveyor web.

To describe the conveyor surface analytically, the discrete system of rods will be replaced, with a certain approximation, by a smooth enveloping surface that serves as the support for the potato heap.

The local coordinate ξ is introduced for the depression, and the curvature of the depression, with width l_z and depth h_z, is described using an approximating function of the form

$$z_t(\xi) = -\frac{h_z}{2}\left[1 - \cos\left(\frac{2\pi\xi}{l_z}\right)\right],\ 0 \le \xi \le l_z\,. \tag{4}$$

In general, for the *i*-th section of the conveyor web, its inclination can be taken into account by the dependence

$$z_{\alpha,i} = x\tan\alpha_i\,, \tag{5}$$

where α_i – the angle of inclination to the horizontal of the *i*-th section of the web.

Then the position of the local working surface will be determined by the coordinate

$$z_i(x) = x\tan\alpha_i + z_t(x)\,. \tag{6}$$

On the basis of dependence (6) , the local coordinate of the conveyor web element is obtained, which takes into account the angle to the horizontal of the entire web α_i and the position of the local depressions formed by the tandem rods.

The geometry of the described depression, in comparison with the classical design of the conveyor web, forms an additional volume that is filled as the heap slides down into the depression.

The formed volume can be represented by the dependence

$$\Delta V = B_t h_z l_z\,, \tag{7}$$

where B_t – the width of the conveyor.

The following effects can be observed here: redistribution of particles between layers; local mixing of components; loosening of compacted layers; additional screening of fine particles; and more reliable capture and conveying of particles that have not been screened out.

When the tandem rods are placed on the conveyor web with a pitch p, the number of such depressions passing beneath the main layer of the potato heap per unit time will be

$$f_z = \frac{\vartheta}{p}\,. \tag{13}$$

That is, during 1 s, a total additional volume is formed under the heap layer

$$V_d = \Delta V\, f_z \ \text{ or } \ V_d = B_t h_z l_z \frac{\vartheta}{p}\,. \tag{14}$$

Then, on this basis, a dimensionless coefficient of volumetric loosening of the potato heap can be formed

$$K_V = 1 + k_V \frac{h_z l_z}{H\, p}\,, \tag{15}$$

where k_V – an empirical coefficient;

H – the current layer thickness.

In addition to the separating effect, the depressions perform the function of local conveying elements.

The mass of the heap that enters and is conveyed by the depression will be

$$m_z = \rho V_d \varphi_z , \tag{16}$$

where φ_z – the filling coefficient.

On the other hand, this is the additional conveying productivity

$$Q_z = m_z \frac{\vartheta}{p} . \tag{17}$$

To quantify this influence, a coefficient of conveying capacity is introduced

$$K_{tr} = 1 + k_{tr} \frac{h_z l_z}{H\ p} , \tag{18}$$

where k_{tr} – empirical coefficient of the depression effect on potato heap transportation.

An increase in the cross-sectional area of the depression leads to an increase in the local volume of the heap that can be captured and conveyed by the depression in a single pass.

If the continuity equation of the heap flow during steady motion of the machine is written as

$$q = \rho B u H , \tag{19}$$

where u – the average velocity of heap movement, $u = \vartheta K_{tr}$.

On this basis, the change in the heap layer thickness will be determined by the dependence

$$H = \frac{q}{\rho B\, \vartheta K_{tr}} . \tag{20}$$

From the analysis of dependence (20), it can be seen that as the conveying capacity of the depressions increases, the layer thickness decreases. The resulting effect has a positive influence on improving the separation parameters of the potato heap.

The conveying capacity coefficient influences the separation intensity both directly, through additional mixing of the heap, and indirectly, through a reduction in the average thickness of the layer.

Another factor ensuring effective separation of the potato heap is the installation angle of the conveyor web. For the presented design, there are two independent sections at which the conveyor web is set at an angle to the horizontal.

Consider the behavior of a particle of mass m on the inclined plane of the conveyor: it is acted upon by the force of gravity $G = mg$, which can accordingly be resolved into normal and tangential components.

This condition is written in expanded form as

$$\mu mg \cos\alpha_i \geq mg \sin\alpha_i , \tag{21}$$

where μ – the averaged coefficient of friction.

It follows from this that $\mu \geq \tan\alpha_i$.

The limiting value of the angle

$$\alpha_b = \arctan \mu . \quad (22)$$

The obtained value of the limiting angle of elevation of the conveyor web is approximate, since the layer of potato heap is multicomponent and determining the numerical value of the averaged coefficient of friction requires experimental refinement. In addition, the existing depressions increase the conveying capacity of the web. This is a factor that makes it possible to increase the limiting value of the installation angle of the conveyor web sections.

The expected effect of a change in the angle α_2 on the second section is considered in more detail below.

On the second section of the conveyor, the potato heap is already partially separated, that is, the masses of the heap are $M_{G_2} < M_{G_1}$. A decrease in the average thickness of the layer can be expected here. If the condition $\alpha_2 > \alpha_1$, was set previously, the normal component of the self-weight decreases accordingly, $mg\cos\alpha_2 < mg\cos\alpha_1$, but at the same time the tangential component increases, $mg\sin\alpha_2 > mg\sin\alpha_1$. The latter factor increases the probability of backward movement of the heap components down the web. This effect can be used to increase the residence time of the heap on the conveyor and to conditionally increase the path of relative sliding in order to improve separation. It must also be taken into account that the angle α_2 is an adjustable parameter, and therefore it can be selected as optimal for the specific operating conditions of the conveyor.

Developing this research further, one more effect of using such a conveyor, which contains two sections at different angles to the horizontal, can be traced. This effect is observed at the boundary of the transition between the two sections, where $\alpha_1 \to \alpha_2$ and restructuring of the soil layer takes place.

Denote: $\Delta\alpha = \alpha_2 - \alpha_1$. With the same web velocity, the change in the direction of the mass motion vector has a characteristic magnitude, and the restructuring of the soil layer takes place here.

To identify the expected effect, the following coefficient is applied

$$K_\Delta = 1 + k_\Delta \sin^2\left(\frac{\Delta\alpha}{2}\right), \quad (23)$$

where k_Δ – the coefficient of intensity of the restructuring of the heap layer at the junction of the two conveyor sections.

Each of the stated factors must have its own optimal value, which ultimately leads to maximum separation of the potato heap on the conveyor web.

We now proceed to formulate the separation kinetics model itself.

If $M_G(t)$ is denoted as the mass of the soil component remaining in the heap, then its separation, to a first approximation, can be described by the expression

$$\frac{dM_G}{dt} = -\lambda M_G , \quad (24)$$

where λ – the separation rate constant, s^{-1}.

Integrating expression (24), we obtain

$$M_G(t) = M_{G0} e^{-\lambda t} , \quad (25)$$

where M_{G0} – the initial mass of the soil.

Then the separation coefficient is

$$\eta = 1 - e^{-\lambda t} . \quad (26)$$

It is advisable to determine the separation coefficient at each stage.

On the first section we have

$$\eta_1 = 1 - \exp\left(-\lambda_1 \frac{L_1}{u_1}\right), \tag{27}$$

the mass of soil remaining after the first section

$$M_{G1} = M_{G0} \exp\left(-\lambda_1 \frac{L_1}{u_1}\right); \tag{28}$$

on the second section

$$M_{G2} = M_{G1} \exp\left(-\lambda_2 \frac{L_2}{u_2}\right). \tag{29}$$

Or the residual soil mass after the two separation sections can be represented by a single expression

$$M_{G2} = M_{G0} \exp\left(-\left(\lambda_1 \frac{L_1}{u_1} + \lambda_2 \frac{L_2}{u_2}\right)\right). \tag{30}$$

The total separation coefficient will be

$$\eta_\Sigma = 1 - \exp\left(-\left(\lambda_1 \frac{L_1}{u_1} + \lambda_2 \frac{L_2}{u_2}\right)\right). \tag{31}$$

Analyzing expressions (27) – (31), we come to the conclusion that the separation intensity λ_i cannot be a constant characteristic of the conveyor.

The following model is proposed

$$\lambda_i = \lambda_0 K_s K_H K_{\alpha,i} K_V K_{tr} K_\Delta K_W, \tag{32}$$

where λ_0 – the base separation intensity, corresponding to the separation intensity of a classical conveyor;

K_s – the coefficient characterizing the geometric permeability of the web;

K_H – the coefficient of the influence of layer thickness;

$K_{\alpha,i}$ – the coefficient of the influence of the installation angles of the sections;

K_V – the coefficient of volumetric loosening;

K_{tr} – the coefficient of conveying capacity;

K_Δ – the coefficient of the influence of the transition between sections;

K_W – the coefficient of the influence of soil moisture and condition.

The expression for the coefficient K_s is represented as follows

$$K_s = \left(\frac{s}{d_G}\right)^n, \; 0 < n < 1.$$

The expression for the separation intensity λ_i is rewritten in expanded form

$$\lambda_i = \lambda_0 \left(\frac{s}{d_G} \right)^n e^{-k_H \frac{H_i}{H_0}} (1 + k_\alpha \sin\alpha_i) \left(1 + k_V \frac{h_z l_z}{H p} \right) \left(+ k_{tr} \frac{h_z l_z}{H p} \right) \left(1 + k_\Delta \sin^2 \left(\frac{\Delta\alpha}{2} \right) \right) K_W , \qquad (33)$$

where H_0 – the normalized layer thickness.

RESULTS AND DISCUSSION

To evaluate the efficiency of the new conveyor design, a numerical experiment is conducted with the following main initial data:

length of the first conveyor section – $L_1 = 1.2$ m; length of the second section – $L_2 = 0.8$ m; conveyor width – $B = 0.5$ m; depression width – $l_z = 0.08$ m; depression depth – $h_z = 0.015$ m; pitch of the depressions on the conveyor web – $p = 0.12$ m; minimum thickness of the heap layer – $H = 0.08$ m.

The numerical values of the empirical coefficients k_V, k_{tr}, k_Δ are adopted on the basis of preliminary estimates and will be refined in further laboratory and field experiments.

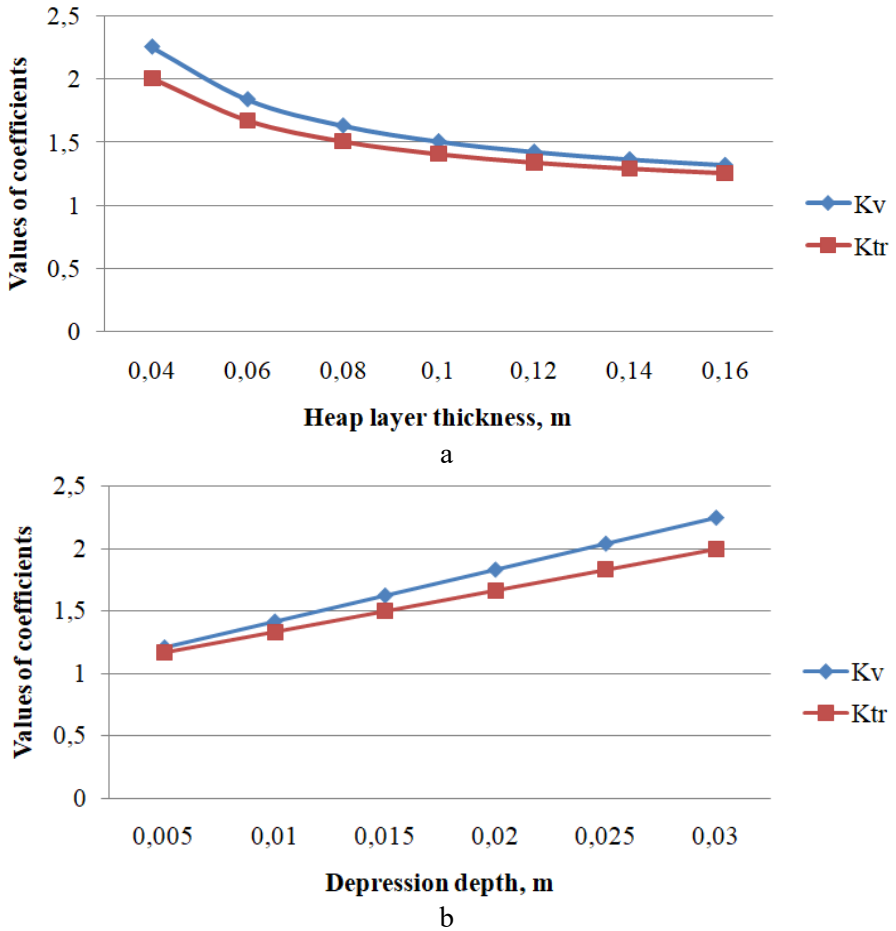


Fig. 2 – Graphical dependencies of the coefficients of volumetric loosening K_V and conveying capacity K_{tr} on the heap layer thickness (a) and the depression depth (b)

The graphical dependencies presented in Fig. 2, a demonstrate clearly defined trends: an increase in the thickness of the heap on the conveyor web reduces the values of the coefficients of volumetric loosening and conveying capacity. This relative decrease in the specified indicators is expected, since as the heap thickness

on the conveyor web increases, the specific share of the volume of the depression formed by the tandem rods decreases. At the same time, Fig. 2, b shows the opposite trend: the depression depth increases the values of these coefficients, since the volume of the depression itself increases, which leads to an increase in its capturing capacity. It should be understood here that the limits on increasing the depression depth are determined by the structural design of the conveyor itself.

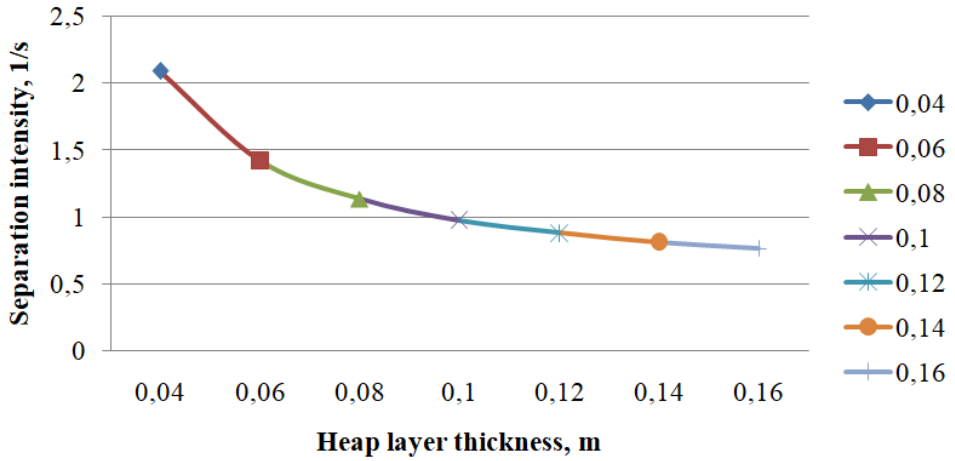


Fig. 3 – Dependence of the separation intensity coefficient on the heap layer thickness

The graphical dependence presented in Fig. 3 shows an expected trend, expressed as a decrease in the separation intensity coefficient λ_i as the heap layer thickness increases.

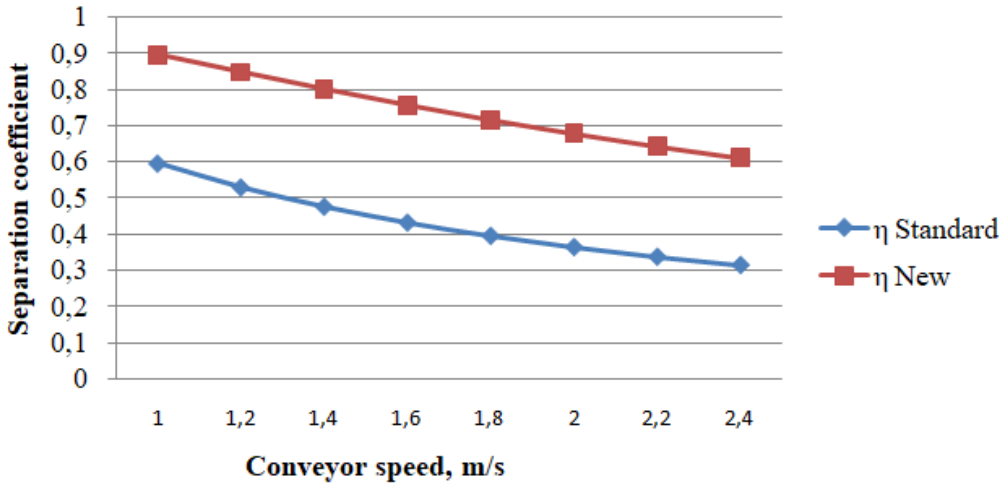


Fig. 4 – Dependence of the separation coefficient on the conveyor speed

When comparing the dependences of the separation coefficients on the conveyor speed for the base design (standard), that is, with straight rods, and for the developed design (new), which contains tandem rods forming a depression on the web, the new design shows a significantly higher value, all other conditions being equal, Fig. 4. At conveyor speeds ranging from 1 m/s to 2.4 m/s, the separation coefficient on the web with depressions is 50%-90% higher than for the base design.

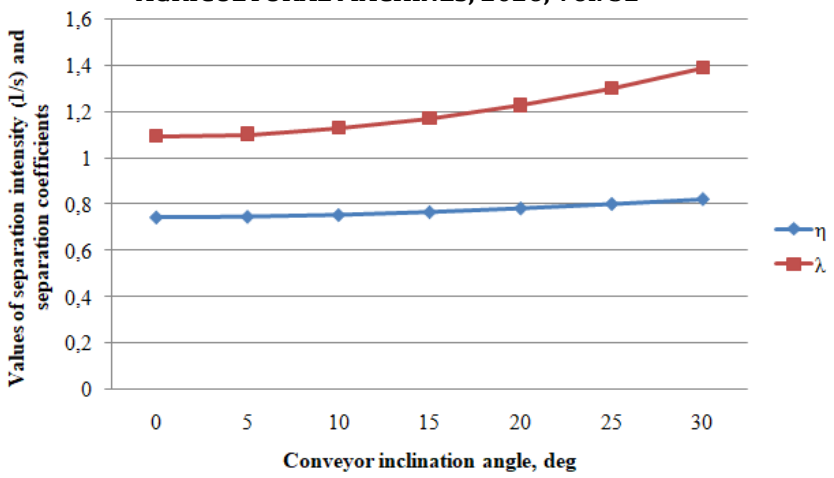


Fig. 5 – Dependences of the separation intensity and separation coefficients on the conveyor web installation angle

Analyzing the angle at which the sections of the conveyor web are set to the horizontal, which influences the separation intensity and the separation coefficient, the following trend is observed (Fig. 5): as the installation angle increases, the separation intensity rises markedly, while the separation coefficient also rises, but only slightly. The limitation on the installation angle of the conveyor web to the horizontal is, first of all, the loss of its conveying capacity: tubers and clods roll off the web in the reverse direction. At a large installation angle of the conveyor, the effective width of the gaps between the rods, through which the fine fractions of the potato heap must pass, decrease.

Since the installation angle of the conveyor and its linear speed are the main adjustable parameters, the influence of the conveyor web speed on the relative residual soil contamination of the potato heap is analyzed, Fig. 6.

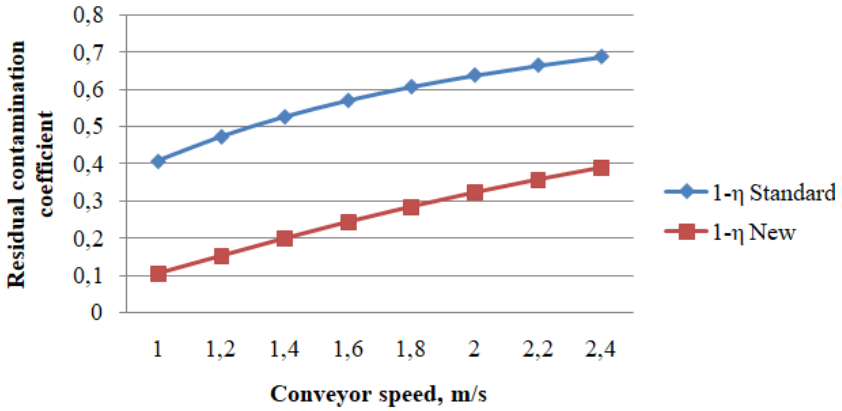


Fig. 6 – Dependence of the residual soil contamination coefficient on the conveyor speed

The graphical dependences presented in Fig. 6 are the inverse of the results for the separation coefficient shown in Fig. 4. Comparing the two conveyor designs, it is clearly seen that the new conveyor design is considerably more effective than the base design at different kinematic operating modes. For example, at a conveyor speed of 1 m/s, the contamination is 40.6% for the base design and 10.4% for the improved one. As the conveyor speed increases, the residual contamination grows, but the separation efficiency of the new design remains proportionally higher.

CONCLUSIONS

Based on the developed theory describing the main parameters of the rod-type conveyor of a potato harvester, the following has been established. The thickness of the potato heap layer in the range from 0.08 m to 0.16 m has a significant influence on the coefficient of volumetric loosening, which decreases by 22% as the layer thickness increases; a similar trend is observed for the conveying capacity coefficient, which

decreases by 18.8%. Here, the comparative reference is taken from the average layer thickness of 0.12 m. When comparing the separation intensity of the potato heap for the base and new conveyor designs, as the layer thickness increases, this coefficient decreases by 42.2% for the base design and by only 21.5% for the new one.

The installation angle of the conveyor web to the horizontal, from 0° to 30°, increases the separation intensity of the potato heap by 26.8%; at the same time, the separation coefficient increases by only 10.5%.

An increase in the depression depth has a significant influence on the coefficient of volumetric loosening, which increases by 38.5% when the depression depth increases from 0.015 m to 0.03 m; the conveying capacity coefficient increases by 33.3% under the same conditions.

Increasing the conveyor speed generally reduces both the separation intensity and the separation coefficient itself. This is due to the reduction in the residence time of the layer on the conveyor web.

Thus, the main dependences were obtained, on the basis of which the numerical values of the key operating parameters of the conveyor were found and the regularities of their variation were established. The described theory is the basis for finding the optimal values of the structural and kinematic parameters of the new conveyor design.

REFERENCES

Boiko, V., Babii, A., & Malevych, N. (2026, April 22-23). Main criteria for ensuring the separating capacity of a rod conveyor during potato heap separation. In Proceedings of the Conference "Innovations in the Agro-Industrial Complex, Mechanical Engineering and Transport" (pp. 16-18). National University of Water and Environmental Engineering.

Bulgakov, V., Nikolaenko, S., Ruzhylo, Z., Fedosiy, I., Nowak, J., & Olt, J. (2020). Theoretical study on motion of potato tuber on surface of separator. Agronomy Research, 18(Special Issue 1), 742-754. https://doi.org/10.15159/AR.20.131

Hevko, R. B., Tkachenko, I. G., Rogatynskyi, R. M., Synii, S. V., Flonts, I. V., & Pohrishchuk, B. V. (2019). Impact of parameters of an after-cleaning conveyor of a root crop harvester on its performance. INMATEH – Agricultural Engineering, 59(3), 41-48. https://doi.org/10.35633/INMATEH-59-05

Hrushetskyi, S. M., Rud, A. V., Korchak, M. M., & Zamoyskyi, S. M. (2024). Substantiation of the design parameters of an improved separation working body for root and tuber harvesting machines. Podilian Bulletin: Agriculture, Engineering, Economics, 43, 221-229. https://doi.org/10.37406/2706-9052-2024-2.25

Hrushetskyi, S. M., Yaropud, V. M., Duhanets, V. I., Pryshliak, V. M., & Kurylo, V. L. (2019). Research of constructive and regulatory parameters of the assembly working parts for potato harvesting machines. INMATEH – Agricultural Engineering, 59(3), 113-122. https://doi.org/10.35633/INMATEH-59-11

Ihnatiev, Y., Bulgakov, V., Bonchik, V., Ruzhylo, Z., Zaryshnyak, A., Volskiy, V., Melnik, V., & Olt, J. (2021). Experimental research into operation of potato harvester with rotary tool. Journal of Agricultural Science, 32(1), 41-48. https://doi.org/10.15159/jas.21.15

Issa, I. I. M., Zhang, Z., El-Kolaly, W., Wang, F., & Wang, Y. (2025). Innovated design, simulation and evaluation of potato harvester excavation and separation conveyors. International Journal of Agricultural and Biological Engineering, 18(2), 132-145. https://doi.org/10.25165/j.ijabe.20251802.9164

Li, Y., Hu, Z., Gu, F., Wang, B., Fan, J., Yang, H., & Wu, F. (2022). DEM-MBD coupling simulation and analysis of the working process of soil and tuber separation of a potato combine harvester. Agronomy, 12(8), 1734. https://doi.org/10.3390/agronomy12081734

Pan, Y., Yang, R., Zhang, H., Zhang, J., Zha, X., Qiu, Z., & Wu, M. (2025). Experiment and optimization of the potato-soil separation and conveying device for a harvester using RecurDyn-EDEM coupling simulation. International Journal of Agricultural and Biological Engineering, 18(4), 149-156. https://doi.org/10.25165/j.ijabe.20251804.9219

Pan, Y., Zhang, J., Zhao, A., Lv, S., Liu, W., & Yang, R. (2026). Dynamic response analysis and multi-objective optimization of a potato-soil separation conveyor based on DEM-MBD coupling and field validation. Agriculture, 16(4), 473. https://doi.org/10.3390/agriculture16040473

Ruzhylo, Z., Bulgakov, V., Adamchuk, V., Bondarchuk, A., Ihnatiev, Y., Krutyakova, V., & Olt, J. (2020). Experimental research into impact of kinematic and design parameters of a spiral potato separator on quality of plant residues and soil separation. Journal of Agricultural Science, 31(2), 202-207. https://doi.org/10.15159/jas.20.26

Wei, Z., Li, H., Sun, C., Su, G., Liu, W., & Li, X. (2019). Experiments and analysis of a conveying device for soil separation and clod-crushing for a potato harvester. Applied Engineering in Agriculture, 35(6), 987-996. https://doi.org/10.13031/aea.13283

Xie, S., Zhang, J., Pan, Y., & Yang, R. (2024). Analysis of breaking and separating characteristics of potato-soil aggregates based on a new swing separation sieve. Agronomy, 14(6), 1272. https://doi.org/10.3390/agronomy14061272

e-ISSN 2708-9754; ISSN 2307-1699
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, 2026, Вип. 52
AGRICULTURAL MACHINES, 2026, Vol. 52

GRAPHICAL MODELING OF THE ANGULAR PARAMETERS OF A FLAT MIRROR CONCENTRATOR FOR A SOLAR DRYER

S. Korobka[1*], I. Stukalets[1], M. Tolstushko[2], N. Tolstushko[2]

[1]Stepan Gzhytskyi National University of Veterinary Medicine and Biotechnologies of Lviv, Lviv, Ukraine
[2]Lutsk National Technical University, Lutsk, Ukraine

AGRICULTURAL MACHINES
АСМ
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Key words:
flat mirror concentrator,
solar dryer,
solar energy,
solar radiation,
tilt angle,
graphical design,
law of reflection.

Article history:
Received 19.10.2026
Reviewed 26.10.2026
Approved 30.10.2026

[*]***Corresponding author:***
korobkasv@ukr.net

ABSTRACT

The article investigates the features of engineering and graphical determination of the spatial position of a flat mirror concentrator to increase the amount of solar energy incident on the air collector of a solar dryer. The design of a reflecting panel with an area of 2.0 m² and dimensions of 2.0 × 1.30 m is considered, and its geometric relationship with the receiving surface is established. Based on the law of reflection, a method for determining the direction of the reflected ray depending on the solar altitude angle and the relative positions of the mirror and the collector is developed. Calculations were performed for solar altitude angles ranging from 15° to 55°, a distance of 1.0 m between the reflecting and receiving surfaces, and a collector height of 1.5 m. Under the specified conditions, a range of rational values for the dihedral angle between the mirror and the collector was determined to be 90–120°. The energy contribution of the concentrator was evaluated based on the direct and reflected solar radiation fluxes and their enhancement factor. It was established that the use of a mirror surface provides a solar flux enhancement factor ranging from 1.2 to 1.8, depending on the solar position and system orientation. Experimental results demonstrated the potential for additional solar energy input to the absorber of approximately 1.5–2.3 kWh per day per square meter of mirror surface, particularly during the morning and evening hours. The proposed approach can be applied to the graphical design, selection of installation angles, and improvement of solar dryer structures to enhance their energy efficiency.

DOI: 10.36910/acm.vi52.2360

To cite this article:
Korobka, S., Stukalets, I., Tolstushko, M. & Tolstushko, N. (2026). Graphical modeling of the angular parameters of a flat mirror concentrator for a solar dryer. *Agricultural Machines*, *52*, 261–274. https://doi.org/10.36910/acm.vi52.2360

e-ISSN 2708-9754; ISSN 2307-1699
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, 2026, Вип. 52
AGRICULTURAL MACHINES, 2026, Vol. 52

УДК 631.3.45.9

ГРАФІЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ КУТОВИХ ПАРАМЕТРІВ ПЛОСКОГО ДЗЕРКАЛЬНОГО КОНЦЕНТРАТОРА ГЕЛІОСУШАРКИ

С.В. Коробка[1*], І.Г. Стукалець[1], М.М. Толстушко[2], Н.О. Толстушко[2]

[1]Львівський національний університет ветеринарної медицини та біотехнологій ім. С. З. Ґжицького, м. Львів, Україна
[2]Луцький національний технічний університет, Луцьк, Україна

AGRICULTURAL MACHINES
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Ключові слова:
плоский дзеркальний концентратор,
геліосушарка,
сонячна енергія,
сонячне випромінювання,
кут нахилу,
графічне проектування,
закон відбиття.

Історія публікації:
Отримано 19.10.2026
Прорецензовано 26.10.2026
Затверджено до друку 30.10.2026

[*]***Автор для листування:***
korobkasv@ukr.net

АНОТАЦІЯ

У статті досліджено особливості інженерно-графічного визначення просторового положення плоского дзеркального концентратора для підвищення надходження сонячної енергії до повітряного колектора геліосушарки. Розглянуто конструкцію відбивної панелі площею 2,0 м² із габаритами 2,0 × 1,30 м та встановлено її геометричний зв'язок із приймальною поверхнею. На основі закону відбиття побудовано методику визначення напрямку відбитого променя залежно від висоти Сонця та взаємного розташування дзеркала і колектора. Розрахунки виконано для висоти Сонця 15–55°, відстані між відбивною та приймальною поверхнями 1,0 м і висоти колектора 1,5 м. Для заданих умов визначено діапазон раціональних значень двогранного кута між дзеркалом і колектором, який становить 90–120°. Оцінювання енергетичної дії концентратора проведено за величиною прямого та відбитого потоків сонячного випромінювання і коефіцієнтом їх підсилення. Встановлено, що використання дзеркальної поверхні забезпечує коефіцієнт підсилення сонячного потоку в межах 1,2–1,8 залежно від положення Сонця та орієнтації системи. Експериментальні результати показали можливість додаткового надходження до абсорбера близько 1,5–2,3 кВт·год сонячної енергії на добу з кожного квадратного метра дзеркальної поверхні, особливо у ранкові та вечірні години. Запропонований підхід може бути застосований для графічного проєктування, вибору монтажних кутів і вдосконалення конструкцій сонячних геліосушарок з метою підвищення їх енергетичної ефективності.

DOI: 10.36910/acm.vi52.2360

Цитувати цю статтю:
Коробка, С. В., Стукалець, І. Г., Толстушко, М. М. & Толстушко, Н. О. (2026). Графічне моделювання кутових параметрів плоского дзеркального концентратора геліосушарки. *Сільськогосподарські машини*, *52*, 261–274. https://doi.org/10.36910/acm.vi52.2360

СТАН ПИТАННЯ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Необхідно розробити графічну методику визначення кутових параметрів плоского дзеркального концентратора для геліосушарки з урахуванням положення Сонця та геометричних розмірів теплоприймальної поверхні. Методика повинна забезпечувати можливість визначення кутів нахилу окремих дзеркальних елементів, побудови траєкторій сонячних променів та графічної перевірки їх потрапляння на теплоприймач. Результати такого проєктування можуть бути використані для розроблення робочих креслень концентратора та подальшого виготовлення його конструкції.

Одним із конструктивних способів підвищення надходження сонячної енергії є використання плоского дзеркального концентратора. У запропонованій конструкції передбачається використання дзеркальної панелі розміром 2,0 × 1,30 м, що забезпечує площу відбивної поверхні 2,0 м² (*Knaga J., 2017; Tatomyr A., 2017; Babych M., 2017; Korobka S.* 2017)

При сонячному опроміненні з густиною потоку, наприклад, 800 Вт/м², теоретична потужність сонячного випромінювання, що падає на дзеркало, становить:

$$P_s = GA = 800 \cdot 2{,}0 = 1600 \text{ Вт.}$$

За коефіцієнта відбиття дзеркальної поверхні ρ = 0,85 відбитий потік становитиме приблизно

$$P_r = 1600 \cdot 0{,}85 = 1360 \text{ Вт.}$$

Таким чином, дзеркальна поверхня площею 2,0 м² потенційно може спрямовувати до приймальної системи понад 1,3 кВт сонячної потужності за заданої інтенсивності випромінювання, без урахування оптичних, геометричних і теплових втрат.

Для ефективного використання цієї енергії необхідно правильно визначити геометричне положення дзеркального концентратора. Основними параметрами графічної моделі є: розмір дзеркала 2,0×1,30 м; відстань до приймальної поверхні L = 1,0 м; висота приймальної поверхні H = 1,5 м; ширина приймальної поверхні B = 0,8 м; кут висоти Сонця α = 15–55°; азимутальний кут A = 0–180°; кут нахилу дзеркала β = 20–70°.

Особливу увагу необхідно приділити зміні положення Сонця протягом дня. Наприклад, для розрахункової схеми можна прийняти три характерні положення Сонця: ранкове – α = 20°, денне – α = 45° та післяобіднє – α = 30°. За геометричного кута напрямку на приймальну поверхню γ = 20° відповідні кути положення дзеркала можуть бути визначені:

$$\beta_1 = \frac{20 + 20}{2} = 20^{\circ}; \quad (1)$$

$$\beta_2 = \frac{45 + 20}{2} = 32{,}5^{\circ}; \quad (2)$$

$$\beta_3 = \frac{30 + 20}{2} = 25^{\circ}. \quad (3)$$

Отримані значення показують, що протягом дня положення плоского дзеркального концентратора повинно змінюватися приблизно в межах 20–33° для забезпечення необхідного напрямку відбитого сонячного потоку в заданій геометричній схемі.

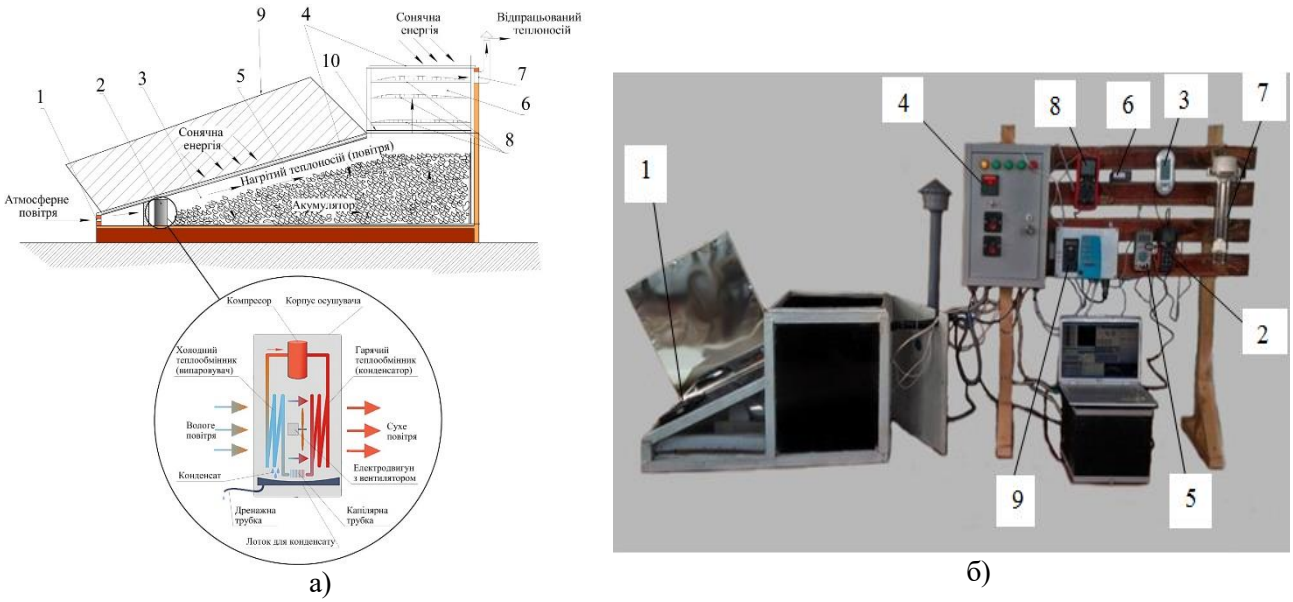
Графічне проєктування дозволяє наочно встановити взаємне положення сонячного променя, дзеркальної поверхні та приймальної поверхні, а також визначити кути падіння та відбиття. При цьому для кожного положення Сонця необхідно забезпечити виконання умови

$$\theta_1 = \theta_2.$$

На графічній моделі доцільно показати нормаль до дзеркальної поверхні, сонячний промінь, відбитий промінь, центр приймальної поверхні, відстань L = 1,0 м, висоту H = 1,5 м, кути α, β, γ, θ_1 та θ_2. Така побудова дозволяє перейти від загальної конструктивної схеми до визначення конкретного положення дзеркала та його регулювального механізму.

Тому, під час проєктування та визначення кутових параметрів плоского дзеркального концентратора розміром 2,0×1,30 м для спрямування сонячного випромінювання на приймальну поверхню геліосушарки з урахуванням зміни висоти Сонця в межах 15 – 55°.

Одним із основних елементів геліосушарки є сонячний колектор, конструктивні та теплотехнічні характеристики якого безпосередньо впливають на температуру теплоносія, швидкість сушіння та загальну ефективність установки, що наведено на **рис. 1**.



а) б)

Рис. 1 – Конструкційно-технологічна схема геліосушарки з тепловим акумулятором та плоским дзеркальним концентратором (а) і загальний вигляд дослідної установки (б): 1 – вхідний канал; 2 – волого осушувач теплоносія; 3 – повітропровід; 4 – повітряний колектор; 5 – теплоакумулюючий матеріал (ТАМ); 6 – сушильна камера; 7 – витяжний канал; 8 – решета; 9 – плоский дзеркальний концентратор; 10 – заслінка

У роботі (*Al-Obaidi M. A., 2025; Mahmood D. M. N., 2025; Rashid F. L. A, 2025*) систематизовано принципи роботи плоских повітряних сонячних колекторів, наведено підходи до їх енергетичного та ексергетичного аналізу, а також розглянуто різні конструктивні рішення для використання сонячної енергії під час сушіння.

За даними сучасних оглядових досліджень, одним із напрямів підвищення ефективності сонячних сушарок є вдосконалення конструкції сонячного колектора та збільшення кількості сонячної енергії, що надходить до теплоприймальної поверхні (*Duffie J. A., 2020; Beckman W. A., 2020; Blair N., 2020*). Зокрема, для малих і середніх сушильних установок перспективним є застосування додаткових дзеркальних поверхонь, які дають змогу спрямовувати сонячне випромінювання на колектор або теплоприймач. При цьому ефективність системи визначається не тільки оптичними властивостями дзеркала, але й геометричним взаємним розташуванням дзеркальних елементів та приймальної поверхні.

Особливий інтерес становлять плоскі дзеркальні концентратори**,** конструкція яких може бути реалізована на основі окремих плоских дзеркальних елементів. На відміну від параболічних концентраторів, така конструкція є технологічно простішою та може бути адаптована до невеликих геліосушильних установок. Основний принцип роботи концентратора полягає у зміні напрямку поширення сонячного випромінювання відповідно до закону відбиття. Загальні принципи проєктування концентрувальних сонячних колекторів та геометрії оптичних систем розглянуто у працях (*Kumar M., 2016; Sansaniwal S. K., 2016; Khatak P. 2016*).

Безпосередньо питання використання плоского дзеркального концентратора для сонячної сушарки досліджено у роботі (*Knaga J., 2017; Tatomyr A., 2017; Babych M., 2017; Korobka S.*).

Авторами запропоновано методику розрахунку геометричних параметрів плоского дзеркального концентратора сонячної енергії для геліосушарки. Результати цієї роботи підтверджують доцільність використання дзеркального концентратора для збільшення надходження сонячної енергії на теплоприймальну поверхню (*Ahmad Fudholi, 2018; Kamaruzzaman Sopian, 2018*).

Проте під час практичного проєктування такого концентратора виникає необхідність визначення кутових параметрів окремих дзеркальних елементів**.** Плоске дзеркало змінює напрямок відбитого променя відповідно до закону відбиття, тому кут його нахилу повинен бути узгоджений із напрямком падаючого сонячного випромінювання та положенням теплоприймальної поверхні (*Prayag Raj Chanda,2023; Bishal Podder, 2023; Agnimitra Biswas, 2023, Anal Ranjan Sengupta, 2023*). Таким чином, геометричне положення кожного дзеркального елемента є одним із визначальних факторів формування зони концентрації сонячного випромінювання.

Важливою особливістю сонячного концентратора є постійна зміна положення Сонця протягом доби та року. Внаслідок цього змінюються азимутальний і висотний кути сонячного випромінювання, а отже, і напрямок променів, які падають на дзеркальну поверхню. Для стаціонарного концентратора це створює необхідність вибору таких геометричних параметрів дзеркального поля, які забезпечували б прийнятне потрапляння відбитого випромінювання на теплоприймач у визначений період роботи (*Ahmad Fudholi, 2018; Kamaruzzaman Sopian, 2018*).

З геометричної точки зору напрямок нормалі до дзеркальної поверхні повинен відповідати бісектрисі кута між напрямком на Сонце та напрямком до теплоприймача. Саме це співвідношення може бути покладене в основу графічного визначення кутів нахилу окремих дзеркальних елементів. Використання графічного методу дає можливість безпосередньо на кресленні визначити траєкторії падаючих і відбитих променів та перевірити, чи потрапляють вони в межі приймальної поверхні (*Knaga J., 2017; Tatomyr A., 2017; Babych M., 2017; Korobka S.* 2017); (*Duffie J. A., 2020; Beckman W. A., 2020; Blair N., 2020*).

У сучасних дослідженнях сонячних сушарок значна увага приділяється температурному режиму, швидкості руху повітря, вологості, часу сушіння, енергетичному та ексергетичному ККД (Kamarulzaman A., *et al., 2021, Goel V. et al., 2024,* Nnamchi O. *et al., 2025, Al-Obaidi M. A. et al., 2025*). Водночас для невеликих геліосушильних установок важливим залишається завдання простого інженерного визначення геометричних і кутових параметрів плоского дзеркального концентратора на стадії графічного проєктування. Огляд сучасних робіт також показує, що вдосконалення геометрії сонячного колектора, сушильної камери та оптичної частини є одним із актуальних напрямів розвитку сонячних сушильних систем (*Ortiz-Rodríguez N. M. et al., 2025, Nnamchi O. et al., 2025*).

Таким чином, проблема дослідження полягає у необхідності встановлення геометричного взаємозв'язку між положенням Сонця, плоскими дзеркальними елементами концентратора та теплоприймальною поверхнею геліосушарки. Для її розв'язання доцільно застосувати методи інженерної графіки, які дозволяють побудувати схему концентратора, визначити напрямки падаючих і відбитих променів та встановити кути нахилу дзеркал.

Мета дослідження – полягає у графічному проєктуванні та визначенні кутових параметрів плоского дзеркального концентратора для геліосушарки з урахуванням геометричного взаємного розташування дзеркальних елементів, напрямку сонячного випромінювання та теплоприймальної поверхні.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання дослідження:

1. Встановити геометричний взаємозв'язок між напрямком падаючого сонячного променя, площиною плоского дзеркала та напрямком відбитого променя.
2. Розробити графічну схему плоского дзеркального концентратора із зазначенням основних геометричних параметрів.
3. Визначити кути нахилу окремих дзеркальних елементів відносно базової площини концентратора для забезпечення спрямування відбитого сонячного випромінювання на теплоприймальну поверхню.
4. Виконати графічну побудову траєкторій падаючих та відбитих сонячних променів для заданого положення Сонця.
5. Дослідити вплив зміни кута положення Сонця на необхідні кути орієнтації плоских дзеркальних елементів.

6. Визначити геометричні параметри зони потрапляння відбитого випромінювання на теплоприймальну поверхню геліосушарки.

МАТЕРІАЛИ І МЕТОДИ

Визначення оптимального значення двогранного кута між площиною плоского дзеркала та поверхнею сонячного колектора є важливою геометричною задачею під час проєктування систем концентрації сонячного випромінювання. Величина цього кута безпосередньо впливає на напрямок поширення відбитих променів, положення області їхнього перетину з поверхнею колектора та ефективність використання апертури дзеркала. Основною метою такого геометричного аналізу є встановлення такого положення дзеркальної поверхні відносно колектора, за якого максимально можлива частина відбитого сонячного потоку потрапляє на приймальну поверхню. При цьому необхідно враховувати не тільки кут падіння сонячних променів, але й геометричні розміри дзеркала та колектора, а також відстань між їхніми площинами. Для оцінювання ефективності взаємного розташування дзеркала і колектора доцільно визначити межі області, на яку проектується відбите сонячне випромінювання. Цю область можна умовно назвати «сонячним зайчиком». У математичному представленні її положення визначається рівняннями крайових променів, які після відбиття від дзеркала перетинають площину колектора. Аналіз крайових променів дає змогу встановити координати характерних точок освітленої області та визначити, чи повністю відбитий потік охоплює приймальну поверхню колектора. Оскільки більшість практичних конструкцій плоских сонячних колекторів мають прямокутну форму, для інженерних розрахунків немає необхідності щоразу визначати складні рівняння всіх меж освітленої області. Значно зручніше використовувати координати крайніх, або габаритних, точок проєкції відбитого потоку на поверхню колектора. За їх допомогою можна встановити ширину та положення «сонячного зайчика», а також оцінити ступінь перекриття відбитим потоком апертури колектора. Такий підхід спрощує подальші розрахунки та є зручним для графічного проєктування геометрії концентратора.

У загальному випадку математичний опис траєкторій падаючих і відбитих променів може мати досить складний вигляд, оскільки положення Сонця змінюється протягом доби та року. Крім того, на геометрію потоку впливають азимутальний і висотний кути Сонця, орієнтація колектора, нахил дзеркала та співвідношення їхніх поперечних розмірів. Тому для практичного інженерного проєктування доцільно розглядати найбільш характерні розрахункові випадки, які дають змогу встановити загальні закономірності формування відбитого потоку без надмірного ускладнення математичної моделі.

Одним із таких випадків є конструкція, у якій ширина дзеркала та поперечний розмір приймальної поверхні колектора є однаковими або близькими за величиною. За такої конфігурації дзеркальний концентратор і колектор можуть бути розташовані відносно один одного під певним кутом (α), величина якого визначає напрямок відбитого сонячного потоку. Зміна кута (α) призводить до зміни положення області концентрації на поверхні колектора. Отже, існує певний діапазон кутів, за якого відбиті промені залишаються в межах апертури приймальної поверхні.

Плоске дзеркало доцільно встановлювати безпосередньо біля приймальної поверхні колектора або на мінімально можливій відстані від неї. Таке конструктивне рішення дає змогу зменшити габарити системи, спростити її монтаж та забезпечити компактність дзеркально-колекторного вузла. При цьому дзеркальна поверхня встановлюється під кутом (α) до площини колектора. Оптимальне значення цього кута визначається не лише положенням Сонця, а й співвідношенням поперечних розмірів апертури колектора ($S_{пк}$) та дзеркала (L).

Якщо ширина дзеркала перевищує ширину приймальної поверхні, збільшується кількість сонячного випромінювання, яке потенційно може бути спрямоване на колектор, однак одночасно підвищуються вимоги до точності його орієнтації. У разі, коли дзеркало має меншу апертуру порівняно з колектором, частина приймальної поверхні залишається невикористаною для приймання відбитого потоку. Тому співвідношення ($S_{пк}/L$) є одним із основних геометричних параметрів, які необхідно враховувати під час вибору кута встановлення дзеркала.

За умови добового або сезонного слідкування за положенням Сонця геометрична картина проходження сонячних променів через систему «дзеркало–колектор» змінюється відповідно до поточного кута падіння випромінювання. У цьому випадку падаючі сонячні промені можна вважати

практично паралельними між собою, оскільки відстань від Сонця до Землі значно перевищує розміри установки. Після взаємодії з дзеркальною поверхнею напрямок кожного променя змінюється відповідно до закону дзеркального відбиття: кут падіння променя відносно нормалі до дзеркала дорівнює куту його відбиття.

Застосування системи слідкування за Сонцем дає можливість підтримувати сприятливу геометричну орієнтацію дзеркала протягом значної частини світлового дня. У такому випадку відбитий потік можна цілеспрямовано спрямовувати на приймальну поверхню колектора, зменшуючи втрати сонячної енергії через вихід частини променів за межі апертури. Геометрія відбиття при цьому визначається взаємним положенням нормалі до дзеркала, напрямком падаючого сонячного випромінювання та площиною колектора.

З конструктивної точки зору плоский дзеркальний концентратор може бути встановлений з будь-якого боку колектора – зверху, знизу або з бокової сторони, залежно від особливостей конкретної установки. Вибір положення визначається доступним простором, способом кріплення, напрямком сонячного випромінювання та необхідністю забезпечення вільного проходження повітряного потоку. Для геліосушарки особливо важливо, щоб дзеркало не створювало додаткового аеродинамічного опору та не перешкоджало надходженню нагрітого повітря до зони сушіння.

Таким чином, геометричне проєктування плоского дзеркального концентратора передбачає визначення взаємозв'язку між кутом встановлення дзеркала (α), кутом падіння сонячного випромінювання, шириною дзеркала (L) та апертурою колектора ($S_{пк}$). Визначення координат крайніх променів і габаритних точок «сонячного зайчика» дає змогу оцінити відповідність відбитого потоку приймальній поверхні. На основі цього підходу можна обґрунтувати оптимальне положення дзеркала та визначити такі геометричні параметри концентратора, за яких забезпечується максимальне використання відбитого сонячного випромінювання для нагрівання повітря в геліосушарці. Тому, для графічного проєктування плоского дзеркального концентратора прийнято конструктивну схему на **рис. 2**, у якій сонячне випромінювання відбивається від плоского дзеркального елемента і спрямовується на теплоприймальну поверхню геліосушарки.

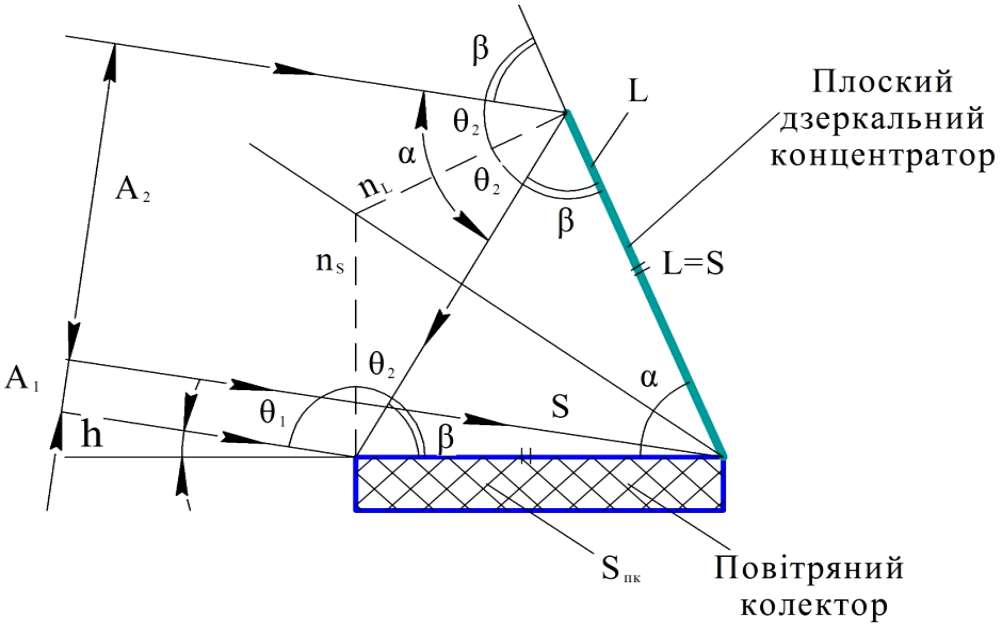


Рис. 2 – Геометрична схема відбиття променів від плоского дзеркала на колектор

Геометрична схема концентратора характеризується сукупністю параметрів, які визначають взаємне розташування плоского дзеркала, колектора та напрямок поширення сонячного випромінювання. Величини (L) і (S) відповідають ширині дзеркала та колектора і визначають їхні геометричні розміри в площині поперечного перерізу концентратора. Кут (α) характеризує розкриття

концентратора та визначає просторову орієнтацію дзеркальної поверхні відносно колектора. Площі (A_1) і (A_2) описують відповідно поперечні перерізи прямого сонячного потоку, що падає на дзеркало, та відбитого потоку, спрямованого в бік колектора. Нормалі (nS) і (nL) є перпендикулярами до площин колектора (S) та дзеркала (L) і використовуються як базові напрямки для визначення кутових характеристик падіння та відбиття променів. Кути (θ_1) і (θ_2) характеризують напрямок падіння сонячного випромінювання відповідно на колектор і дзеркальну поверхню та визначають взаємну орієнтацію променів і нормалей до відповідних поверхонь. Кут (h) визначає кут ковзання променів відносно поверхні, тобто характеризує відхилення напрямку поширення сонячного випромінювання від дотичного напрямку до дзеркала або колектора. Кут (β) характеризує геометрію відбивання променів від дзеркальної поверхні та, відповідно до закону відбиття, визначається співвідношенням між напрямками падаючого й відбитого променів і нормаллю до дзеркала.

За умови рівномірного освітлення поверхні колектора відбитими сонячними променями необхідно забезпечити однаковий напрямок їх надходження до робочої площини. У межах методу геометричної оптики траєкторія кожного променя визначається законом відбиття, відповідно до якого кут падіння променя дорівнює куту його відбиття. Відбитий промінь у прийнятій геометричній побудові є основою рівнобедреного трикутника, що дає змогу встановити взаємозв'язок між геометричними параметрами дзеркала та колектора. Таким чином, положення плоского дзеркала відносно поверхні колектора визначається кутом нахилу дзеркала та кутом падіння сонячного променя. На **рис. 2** наведено геометричну схему, за якою можна графічно визначити напрямок поширення падаючого та відбитого променів. З отриманої побудови випливають співвідношення між кутом падіння α, кутом відбиття та кутом нахилу дзеркальної поверхні. Зміна кута нахилу дзеркала призводить до відповідної зміни напряму відбитого променя, що безпосередньо впливає на положення світлової плями на поверхні колектора. Тому графічне визначення зазначених кутових параметрів є важливим етапом проєктування плоского дзеркального концентратора та забезпечення максимально рівномірного розподілу сонячного випромінювання по поверхні геліосушарки.

$$\left.\begin{aligned} &\beta = 90° - \frac{\alpha}{2}, \\ &\theta_2 = 90° - \beta = \frac{\alpha}{2}, \\ &h + \beta = \alpha \text{ або } h = \alpha - \beta = \alpha - 90° + \frac{\alpha}{2} = \frac{3}{2}\alpha - 90°, \\ &\theta_1 = 90° - h = 90° - \frac{3}{2}\alpha + 90° = 180° - \frac{3}{2}\alpha. \end{aligned}\right\} \quad (4)$$

Кут ковзання змінюється в межах ($0<h<90^{o}$), що відповідає зміні просторового положення відбитого сонячного променя відносно поверхні колектора. При цьому зміна величини кута (h) безпосередньо впливає на напрямок поширення відбитого променя та область освітлення робочої поверхні. Для забезпечення попадання відбитого випромінювання в межі колектора необхідно встановити допустиме значення кута розкриття дзеркального концентратора. Тоді верхня межа кута розкриття визначиться з наведеної нижче нерівності:

$$h = \frac{3}{2}\alpha - 90° < 90° \text{ або } \alpha < 120°.$$

Натомість нижня межа кута розкриття (α) приймається рівною (60°), оскільки за менших значень відбитий крайній сонячний промінь зміщується вправо відносно краю поверхні колектора. У такому випадку частина сонячного випромінювання не потрапляє на робочу поверхню колектора, що призводить до зменшення ефективності використання сонячної енергії. Отже, для забезпечення повного потрапляння відбитих променів на поверхню колектора необхідно дотримуватися

встановленого мінімального значення кута розкриття. Тому величина кута розкриття (α) не виходить за межі визначеного інтервалу:

$$60° < \alpha < 120°.$$

Коефіцієнт підсилення потоку характеризує ступінь збільшення енергетичної освітленості поверхні колектора внаслідок додаткового надходження сонячного випромінювання, відбитого плоским дзеркалом. Його величина визначається як відношення сумарної енергетичної освітленості колектора (E), яка складається з освітленості прямими та відбитими променями, до освітленості (E_1), створюваної лише прямим сонячним випромінюванням. Сумарна освітленість колектора визначається як ($E=E_1+E_2$), де (E_1) – енергетична освітленість від прямого сонячного потоку, а (E_2) – додаткова освітленість, сформована відбитим від дзеркала потоком. Величини (E_1) та (E_2) безпосередньо залежать від відповідних площ поперечних перерізів вхідного прямого та відбитого потоків сонячного випромінювання (A_1) і (A_2). За однакової інтенсивності падаючого сонячного випромінювання співвідношення між цими освітленостями може бути визначене через відношення відповідних площ. Таким чином, коефіцієнт підсилення потоку дає змогу кількісно оцінити ефект застосування плоского дзеркального концентратора в геліосушарці. Чим більша частка відбитого випромінювання потрапляє безпосередньо на поверхню колектора, тим вищим є значення коефіцієнта підсилення. Для його визначення спочатку розраховують (E_1) і (E_2) через відповідні площі (A_1) та (A_2), після чого отримані величини підставляють у співвідношення:

$$E_1=A_1\cos\theta_1;\ E_2=\rho A_2\cos\theta_2,$$

де ρ – коефіцієнт відбивання дзеркала, ρ=0,8 [6].

Звідси, з урахуванням наведених вище співвідношень між енергетичною освітленістю та площами відповідних перерізів сонячних потоків, коефіцієнт підсилення потоку можна визначити через відношення площі відбитого потоку до площі прямого потоку. Отриманий вираз дає змогу оцінити величину додаткового надходження сонячної енергії на поверхню колектора та визначити ефективність використання плоского дзеркального концентратора:

$$k=\frac{A_1\cos\theta_1+\rho A_2\cos\theta_2}{A_1\cos\theta_1}=1+\rho\frac{A_2\cos\theta_2}{A_1\cos\theta_1}.$$

Обидва перерізи (A_1) та (A_2) є функціями кута розкриття концентратора (α), оскільки зміна цього кута безпосередньо впливає на геометричне положення дзеркальної поверхні та напрямок відбитого сонячного потоку. При зміні (α) змінюється площа поперечного перерізу як прямого, так і відбитого потоку, що потрапляє на поверхню колектора. Відповідно, коефіцієнт підсилення потоку також залежить від кута розкриття та може бути представлений як функція ($k=k(\alpha)$). Визначення цієї залежності дає змогу встановити оптимальне значення кута розкриття, за якого забезпечується найбільш ефективне використання відбитого сонячного випромінювання. Отже, залежності площ ($A_1(\alpha)$) та ($A_2(\alpha)$) є основою для подальшого розрахунку коефіцієнта підсилення потоку:

$$A_1=S\cdot\sinh=L\cdot\sin\left(\frac{3}{2}\alpha-90°\right)=$$
$$=-L\cdot\sin\left(90°-\frac{3}{2}\alpha\right)=-L\cos\frac{3}{2}\alpha, \quad (5)$$

$$A_2=L\cdot\sin(\alpha-h)=L\cdot\sin\left[\alpha-\left(\frac{3}{2}\alpha-90°\right)\right]=$$
$$=L\cdot\sin\left(90°-\frac{\alpha}{2}\right)=L\cdot\cos\frac{\alpha}{2}. \quad (6)$$

Після підстановки отриманих залежностей площ ($A_1(\alpha)$) та ($A_2(\alpha)$) у вираз для коефіцієнта підсилення потоку та відповідного скорочення спільних множників проведемо елементарні тригонометричні перетворення. У результаті залежність між геометричними параметрами концентратора та інтенсивністю надходження сонячного випромінювання набуває більш компактного вигляду. Отриманий вираз дає змогу безпосередньо визначити вплив кута розкриття (α) на ступінь концентрації сонячної енергії. Таким чином, після скорочення та елементарних тригонометричних перетворень отримаємо вираз для коефіцієнта концентрації сонячної енергії:

$$k = 1 + \rho \frac{A_2 \cos\frac{\alpha}{2}}{A_1 \cos\left(180° - \frac{3}{2}\alpha\right)} = 1 + \rho \frac{\cos^2\frac{\alpha}{2}}{\cos^2\frac{3}{2}\alpha}. \quad (7)$$

Визначення режиму надходження сонячного випромінювання необхідно враховувати просторову орієнтацію приймальної поверхні колектора відносно Сонця. Якщо колектор встановлено горизонтально, кут ковзання відбитого променя визначається положенням Сонця над лінією горизонту та пов'язаний із його зенітною висотою. При зміні положення Сонця протягом доби цей кут безперервно змінюється, що зумовлює відповідну зміну напряму потоку випромінювання. У разі встановлення колектора під певним кутом до горизонту необхідно додатково враховувати нахил його сприймаючої поверхні. Для колектора, орієнтованого у південному напрямку, геометричні параметри освітлення визначаються відносно площини самого колектора. У таких умовах для розрахунку зручніше використовувати кут освітлення (θ_1), який характеризує положення сонячних променів відносно приймальної поверхні та визначається за співвідношенням (5). Визначене значення (θ_1) використовується надалі для встановлення величини сонячної освітленості поверхні ПК з урахуванням як прямої, так і відбитої складових випромінювання. Хід зміни освітленості ПК від сумарного прямого та відбитого сонячного потоку визначаємо за відповідною розрахунковою формулою

$$E_\beta(\tau) \simeq k(\tau) \cdot R_\beta \cdot E^{\max} \cos\pi\frac{\tau}{\tau_c}. \quad (8)$$

У наведеному співвідношенні (t) характеризує час, відрахований від моменту сонячного полудня, і вимірюється в годинах. Параметр (R_β) є коефіцієнтом середньомісячного надходження сонячного випромінювання на поверхню, орієнтовану під кутом (β), та визначається на основі табличних значень середньомісячного азимутального кута заходу Сонця (*Kumar M., et al.,* 2016). Величина (E^{max}) відповідає максимальному значенню енергетичної освітленості горизонтальної поверхні повітряного колектора та вимірюється у Вт/м². Параметр (τ_c) характеризує тривалість надходження сонячної енергії протягом розрахункового періоду та виражається в секундах. Коефіцієнт (τ) визначає здатність системи пропускати сонячне випромінювання через відповідні конструктивні елементи. Його величина залежить від оптичних властивостей матеріалів, які використовуються у конструкції колектора. Сукупність зазначених параметрів дає змогу врахувати часові, геометричні та оптичні фактори, що впливають на величину сонячної освітленості. Таким чином, наведені позначення формують основу для подальшого визначення сумарного енергетичного потоку, що надходить на поверхню колектора протягом добового циклу.

Основною умовою проєктування є забезпечення потрапляння відбитих сонячних променів у межі заданої теплоприймальної поверхні. Для виконання графічних побудов прийнято такі вихідні геометричні параметри:

довжина дзеркального поля – 2,0 м;

ширина одного дзеркального елемента – 1,30 м;

кількість дзеркальних елементів – 2 шт.;

відстань між колектором та дзеркалами – 0,05 м.

Загальна ширина дзеркального поля визначається як сума ширини двох дзеркальних елементів та шести проміжків між ними:

$$B = n \cdot b + (n-1) \cdot s, \quad (9)$$

де n=2 – кількість дзеркал; b=1,30 м – ширина одного дзеркала; s=0,05 м – відстань між колектором та дзеркалами. Тоді

$$B=2\cdot1,30+(2-1)\cdot0,05=2,6+0,05=2,65 \text{ м.}$$

Отже, загальна ширина дзеркального поля становить 2,65 м.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ОБГОВОРЕННЯ

У результаті проведених досліджень визначено основні закономірності впливу геометричних параметрів і просторового положення досліджуваного об'єкта на ефективність використання сонячної енергії. Особливу увагу приділено аналізу конструктивних характеристик, обґрунтуванню вибору розрахункових параметрів і встановленню взаємозв'язку між геометричними особливостями системи та її енергетичними показниками. Отримані результати створюють передумови для подальшого вдосконалення конструкції та підвищення ефективності використання сонячної енергії.

Тому, теплоприймальну поверхню розташовано на відстані 0,05 м від умовної базової лінії дзеркального поля. Для графічного проєктування прийнято теплоприймач шириною 1,0 м. Таке співвідношення геометричних розмірів дає змогу наочно дослідити зміну напрямку відбитих променів залежно від положення окремих дзеркальних елементів.

Відповідно до закону відбиття сонячного випромінювання кут падіння променя на дзеркальну поверхню дорівнює куту його відбиття. Для спрямування відбитого променя в задану точку теплоприймача нормаль до дзеркальної поверхні повинна розташовуватися приблизно по бісектрисі кута між напрямком падаючого променя та напрямком від дзеркала до точки приймання випромінювання. Ця геометрична залежність є основою запропонованої графічної методики.

Для спрощеного розрахункового випадку прийнято висоту Сонця над горизонтом (30º). При цьому напрямок падаючого сонячного випромінювання утворює з горизонтальною площиною кут (30º). Для кожного дзеркального елемента графічно побудовано напрямок падаючого променя та напрямок відбитого променя до відповідної точки теплоприймача.

Залежно від положення дзеркального елемента відносно теплоприймача кути його нахилу повинні відрізнятися. У центральній частині дзеркального поля необхідний кут нахилу є меншим, тоді як для крайніх дзеркал він збільшується. У результаті формується віялоподібна система відбитих променів, яка забезпечує їх спрямування в область теплоприймальної поверхні.

Для графічного проєктування прийнято сім дзеркальних елементів із такими умовними координатами по горизонталі: -0,90; -0,60; -0,30; 0; +0,30; +0,60 та +0,90 м. Відповідно до положення кожного елемента визначено індивідуальний напрямок відбитого променя.

Таблиця 1 – Розрахункові геометричні параметри дзеркальних елементів

Параметри	Показники											
α	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120
H	7,5	15	22,5	30	37,5	45	52,5	60	67,5	75	82,5	90
θ_1	82,5	75	67,5	60	52,5	45	37,5	30	22,5	15	7,5	0
k	8,45	6,00	4,44	2,88	2,16	1,8	1,58	1,44	1,35	1,28	1,23	1,20

Наведені значення використовуються, як розрахункова геометрична модель для виконання креслення та демонстрації принципу формування концентрованого потоку. У реальній конструкції конкретні кути повинні уточнюватися залежно від географічного положення установки, дати та часу роботи, висоти Сонця, азимуту та фактичних координат теплоприймача і встановлюватися під кутом α.

Аналіз отриманої геометричної схеми (**рис. 2**) показує, що зміна положення дзеркала безпосередньо впливає на координати точки перетину відбитого променя з теплоприймальною

поверхнею. Тому для забезпечення стабільного надходження теплової енергії необхідно враховувати допустимий діапазон зміни кутів орієнтації дзеркала.

Для оцінювання чутливості системи проведено аналіз при зміні висоти Сонця від (20º) до (50º). Зі збільшенням висоти Сонця напрямок падаючого випромінювання змінюється, що потребує відповідного коригування положення дзеркального елемента. Для стаціонарної конструкції це означає, що один фіксований набір кутів не може забезпечувати однаково оптимальне спрямування випромінювання протягом усього світлового дня та року.

Таблиця 2 – Вплив висоти Сонця на кутову орієнтацію центрального дзеркала

Висота Сонця, °	Орієнтовний кут нахилу дзеркала, °	Характеристика
20	29	Низьке положення Сонця
30	34	Базовий розрахунковий режим
40	39	Середня висота Сонця
50	44	Високе положення Сонця

Таким чином, при збільшенні висоти Сонця на (30º) орієнтовний кут нахилу дзеркала змінюється приблизно на (15º). Це підтверджує необхідність врахування добової зміни положення Сонця під час проєктування дзеркального концентратора.

Розроблена графічна схема **рис. 2** може бути використана не тільки для визначення кутів нахилу дзеркала, але й для встановлення їх просторового положення, перевірки взаємного перекриття дзеркального елемента та визначення зони концентрації сонячного випромінювання тепло сприймаючої поверхні. Це особливо важливо для малогабаритних геліосушарок, де конструкція повинна залишатися технологічно простою та доступною для виготовлення.

Отримані результати свідчать, що використання методів інженерної графіки дозволяє безпосередньо пов'язати геометричні параметри конструкції з оптичним принципом відбиття сонячного випромінювання. Запропонований підхід створює основу для розроблення робочого креслення плоского дзеркального концентратора та подальшого експериментального дослідження його теплотехнічних характеристик.

Тому, застосування плоского дзеркального концентратора (ПДК) у складі геліосушарки потребує підвищеної точності просторової орієнтації приймального колектора відносно напрямку сонячного випромінювання. Ефективність використання дзеркальної концентрації підтверджується результатами досліджень фотомодулів, для яких зі збільшенням вхідної енергетичної освітленості спостерігається відповідне зростання фотоструму та коефіцієнта корисної дії на 38–59 % (*Al-Obaidi M. A et al.,* 2025)

Однією з характерних особливостей запропонованого ПДК є його здатність до спектрального розділення сонячного випромінювання. Завдяки цьому дзеркальна система може виконувати функцію вузькосмугового оптичного фільтра з одночасним спрямуванням окремих спектральних складових у задані області установки. Видиму частину сонячного спектра можна концентрувати на відповідній поверхні, тоді як довгохвильову, або теплову, складову спрямовувати безпосередньо до абсорбера повітряного колектора. Такий принцип організації сонячного потоку розширює функціональні можливості ПДК порівняно з традиційними конструкціями концентраторів. Застосування запропонованої системи орієнтації також дає змогу відмовитися від складного механізованого приводу безперервного стеження за Сонцем. Замість цього положення робочих елементів може визначатися за допомогою системи градусних координат, що враховує зміну положення Сонця протягом світлового дня. Для вибору необхідних положень дзеркальних елементів доцільно використовувати значення коефіцієнта підсилення сонячного потоку k, визначені для відповідних геометричних режимів роботи.

Результати розрахунків можуть бути нанесені на голографічну плівку або інший градуйований елемент, що спрощує практичне встановлення необхідного положення концентратора. Енергетичну ефективність ПДК доцільно оцінювати за величиною додаткової освітленості, яка формується на горизонтальній поверхні повітряного колектора внаслідок надходження відбитого сонячного випромінювання. Запропоновані аналітичні залежності (4)–(9) дають можливість визначати основні енергетичні показники системи для різних азимутальних положень її елементів. Отримані залежності можуть бути використані для вибору раціональної геометрії концентратора та встановлення

відповідного режиму його орієнтації. Встановлено, що за співвідношення ширини дзеркала і приймальної поверхні $L = S$ приріст енергетичної освітленості може забезпечуватися без значного ускладнення конструкції. Для такого співвідношення характерним є діапазон кутів нахилу від 90 до 120° та відповідні значення коефіцієнта підсилення потоку k від 1,8 до 1,2.

Водночас для повної оцінки отриманого енергетичного ефекту необхідно враховувати реальну конструктивно-технологічну схему ПДК, оскільки взаємне розташування дзеркала, колектора та абсорбера безпосередньо впливає на результуючі характеристики системи. Відсутність детально представленої конструктивної схеми у попередніх дослідженнях обмежує можливість безпосереднього зіставлення розрахункових та фактичних енергетичних показників геліосушарки. Використання ПДК особливо перспективне в ранкові та вечірні години, коли висота Сонця над горизонтом є відносно малою, а безпосереднє надходження сонячної енергії на колектор зменшується.

За наведеними даними, застосування дзеркальної системи дає можливість підвищити середньорічну потужність сонячного випромінювання, що надходить на поверхню повітряного колектора, до величини близько 3,41 кВт/м² за світловий день. У результаті використання 1 м² площі ПДК на поверхню абсорбера повітряного колектора може бути додатково спрямовано приблизно 1,5–2,3 кВт·год сонячної енергії за добу.

ВИСНОВКИ

У роботі розглянуто графічне проєктування кутових параметрів плоского дзеркального концентратора для підвищення ефективності використання сонячної енергії в геліосушарці. На основі законів геометричної оптики встановлено взаємозв’язок між положенням Сонця, орієнтацією дзеркальної поверхні та теплоприймальною поверхнею колектора.

Запропоновано конструктивну схему плоского дзеркального концентратора з розмірами дзеркального поля 2,0 × 1,30 м та площею відбивної поверхні близько 2,0 м². За інтенсивності сонячного випромінювання 800 Вт/м² теоретична потужність випромінювання, що надходить на дзеркальну поверхню, становить 1,6 кВт, а за коефіцієнта відбиття $\rho = 0,85$ потенційно може бути спрямовано до теплоприймальної системи близько 1,36 кВт. Це підтверджує можливість використання плоскої дзеркальної поверхні, як додаткового елемента концентрації сонячного випромінювання.

Встановлено, що основним геометричним принципом орієнтації дзеркала є рівність кутів падіння та відбиття. Для спрямування відбитого променя в задану точку теплоприймача нормаль до дзеркальної поверхні повинна розташовуватися по бісектрисі кута між напрямком падаючого сонячного променя та напрямком на приймальну поверхню. Це положення покладено в основу запропонованої графічної методики визначення кутів орієнтації дзеркальних елементів.

Графічний аналіз показав, що зміна висоти Сонця безпосередньо впливає на необхідний кут нахилу дзеркала. Для прийнятої розрахункової схеми при зміні висоти Сонця від 20 до 50° орієнтовний кут нахилу дзеркала змінюється від 65 до 125°. Отже, для забезпечення стабільного спрямування відбитого випромінювання на теплоприймальну поверхню необхідно передбачити можливість регулювання положення дзеркал або обмежити розрахунковий період їх ефективної роботи.

Визначення положення крайніх променів та координат «сонячного зайчика» дає можливість графічно оцінити ступінь перекриття теплоприймальної поверхні відбитим потоком. Запропонований підхід дозволяє визначати положення окремих дзеркальних елементів, контролювати траєкторії падаючих і відбитих променів та встановлювати геометричні параметри зони концентрації без застосування складних числових моделей.

Проведений аналіз підтверджує доцільність використання методів інженерної графіки для проєктування плоского дзеркального концентратора геліосушарки. Розроблена геометрична модель може бути використана, як основа для виконання робочих креслень, вибору конструктивних параметрів і розроблення механізму регулювання положення дзеркал. Подальші дослідження доцільно спрямувати на уточнення кутових параметрів з урахуванням азимутального положення Сонця, географічного розташування установки, сезонних змін сонячної висоти, оптичних втрат та експериментального визначення теплового ефекту від застосування дзеркального концентратора.

СПИСОК ПОСИЛАНЬ

Knaga J., Tatomyr A., Babych M., Korobka S. Substantiation of the effectiveness of using a flat mirror concentrator in the solar dryer. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2017. Vol. 6, No. 8 (90). P. 47–53. DOI: 10.15587/1729-4061.2017.112206.

Kamarulzaman A., Hasanuzzaman M., Rahim N. A. Global advancement of solar drying technologies and its future prospects: A review. Solar Energy. 2021. Vol. 221. P. 559–582. DOI: 10.1016/j.solener.2021.04.056.

Goel V., Dwivedi A., Mehra K. S., Pathak S. K., Tyagi V. V., Bhattacharyya S., Pandey A. K. Solar drying systems for Domestic/Industrial Purposes: A State-of-Art review on topical progress and feasibility assessments. Solar Energy. 2024. Vol. 267. Article 112210. DOI: 10.1016/j.solener.2023.112210.

Ortiz-Rodríguez N. M., Condorí M., Durán G., García-Valladares O. Solar drying Technologies: A review and future research directions with a focus on agroindustrial applications in medium and large scale. Applied Thermal Engineering. 2022. Vol. 215. Article 118993. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2022.118993.

Nnamchi O., Tom C., Akpan G., et al. Solar dryers: A review of mechanism, methods and critical analysis of transport models applicable in solar drying of product. Green Energy and Resources. 2025. Vol. 3, No. 2. Article 100118. DOI: 10.1016/j.gerr.2025.100118.

Al-Obaidi M. A., Mahmood D. M. N., Rashid F. L. A Comprehensive Review of Advanced Solar Drying Technologies: Concentrators, Optical Enhancements, and Thermal Energy Storage Systems. Emerging Trends in Engineering and Sustainability. 2025. DOI: 10.65505/ETES-25-0018.

Duffie J. A., Beckman W. A., Blair N. Solar Engineering of Thermal Processes, Photovoltaics and Wind. Chapter 7: Concentrating Collectors. 5th ed. Wiley, 2020. DOI: 10.1002/9781119540328.ch7.

Kumar M., Sansaniwal S. K., Khatak P. Progress in solar dryers for drying various commodities: A review. Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2016. Vol. 55. P. 346–360.

A review of solar air flat plate collector for drying application. Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2019. Vol. 102. P. 333–345. DOI: 10.1016/j.rser.2018.12.032.

Advancements in solar assisted drying technologies: A comprehensive review post 2017. Journal of Stored Products Research. 2023. Vol. 104. Article 102190. DOI: 10.1016/j.jspr.2023.102190.

e-ISSN 2708-9754; ISSN 2307-1699
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, 2026, Вип. 52
AGRICULTURAL MACHINES, 2026, Vol. 52

ENGINEERING DESIGN RATIONALE FOR A PNEUMATIC SAPROPEL CONVEYOR

S. Khomysh[1*], R. Panechko[2]

[1]Lutsk National Technical University, Lutsk, Ukraine
[2]Kovel Industrial and Economic Professional College, Kovel, Ukraine

AGRICULTURAL MACHINES
АСМ
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Key words:
sapropel,
transportation,
air,
pump,
diameter,
resistance,
pressure.

Article history:
Received 26.10.2026
Reviewed 28.10.2026
Approved 30.10.2026

[*]***Corresponding author:***
smhh@ukr.net

ABSTRACT

The article examines the limitations of existing technologies for extracting sapropel from underwater deposits. These technologies are found to be inefficient because they yield raw material unsuitable for agricultural applications and cause substantial environmental damage. Insufficient attention is paid to transporting the extracted material to the shoreline.

The equipment examined has drawbacks that adversely affect the quality of the recovered material. These limitations indicate the need for an improved sapropel transport process using airflow. This approach is intended to meet the quality requirements for sapropel used in agriculture while minimizing environmental risks.

Based on engineering considerations, a conceptual design is proposed for an improved machine for transporting freshly extracted organic sapropel from the extraction site to the shore. A design for its pneumatic conveying component, an air-jet pump, is also presented. Theoretical analysis is used to substantiate the pump's design and operating parameters.

The proposed machine is expected to significantly improve conveying efficiency and enable sapropel transport while maintaining the quality required for agricultural applications and avoiding damage to the aquatic environment.

DOI: 10.36910/acm.vi52.2363

To cite this article:
Khomysh, S. & Panechko, R. (2026). Engineering design rationale for a pneumatic sapropel conveyor. *Agricultural Machines*, *52*, 275–282. https://doi.org/10.36910/acm.vi52.2363

e-ISSN 2708-9754; ISSN 2307-1699
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, 2026, Вип. 52
AGRICULTURAL MACHINES, 2026, Vol. 52

УДК 631.6: 626.8: 681.5

ІНЖЕНЕРНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПНЕВМАТИЧНОГО ТРАНСПОРТЕРА САПРОПЕЛЮ

С.М. Хомич[1], Р.В. Панечко[2]

[1]Луцький національний технічний університет, Луцьк, Україна
[2]Ковельський промислово-економічний фаховий коледж, Ковель, Україна

AGRICULTURAL MACHINES
АСМ
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Ключові слова:
сапропель,
транспортування,
повітря,
насос,
діаметр,
опір,
тиск.

Історія публікації:
Отримано 26.10.2026
Прорецензовано 28.10.2026
Затверджено до друку 30.10.2026

*Автор для листування:
smhh@ukr.net

АНОТАЦІЯ

У матеріалах статті висвітлено проблематику, існуючих технологій отримання сапропелевої сировини з підводних родовищ. Встановлено малоефективнвсть їх використання, за рахунок добування непридатної сировини для АПК та значній шкоді навколишньому середовищу. Встановлено, що у сапропеледобувних технологіях досить мала увага звертається на переміщення сировини до берегової лінії.

Проаналізовані засоби мають негативні фактори, які впивають на якість отриманого матеріалу. На основі недоліків, зазначено доцільність застосування оновленого процесу переміщенні сапропелю, за рахунок використанням повітряних потоків. Відповідно застосування такої технології буде задовольняти вимоги висунуті до отриманої сапропелевої сировини, яка призначений для АПК та мінімізувати екологічні небезпеки.

Згідно інженерних міркувань, запропонована схема удосконаленої машини для переміщення свіжодобутих покладів органічного сапропелю від місця добування до берегової частини та схема пневматичного робочого органу – повітреструменевого насоса, а також проведені теоретичні обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів останнього.

Удосконалена машина значно підвищить ефективність виконання робочого процесу, дозволить якісно виконувати переміщення (трансаортування) сапропелевої сировини із збереженням вимог для застосування її в АПК та не завдаватиме шкоди акваторії водного об'єкта.

DOI: 10.36910/acm.vi52.2363

Цитувати цю статтю:
Хомич, С. М. & Панечко, Р. В. (2026). Інженерне обґрунтування пневматичного транспортера сапропелю. *Сільськогосподарські машини*, *52*, 275–282. https://doi.org/10.36910/acm.vi52.2363

СТАН ПИТАННЯ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Всім відомо, що достатньо великою сировинною базою для ведення органного землеробства є добрива на основі сапропелю. Саме такі добрива з органічної сапропелевої сировини, набувають популярності і є перспективні адже у зв'язку із зменшенням ресурсів органічних добрив тваринного походження, та постійним підвищенням цін на мінеральні попит на альтернативні значно підвищується *(Шевчук 1996*, *Дем'янюк 2022, Кузнєцова 1992).*

На сьогодні очищення озер від багаторічних відкладень є дуже важливим завданням, оскільки воно допомагає відновити прісноводна водойми від замулення та водночас забезпечує аграрний сектор цінною органічною сировиною *(Дем'янюк 2022, Кузнєцова 1992, Хомич 2017).*

Аналіз літературних джерел свідчить, що технологій видобутку сапропелю для потреб сільського господарства існує небагато. Кожна з них є специфічною, індивідуальною та розробленою під конкретну водойму. Водночас інформації про транспортування видобутої сировини з води до берега недостатньо; зазвичай для цього застосовують стандартну техніку, яку використовують у водному господарстві. *(Хомич 2017, Булік 2005*, *Гідробудівельник).*

Оскільки високоорганічний сапропель, призначений для виробництва добрив, є дуже в'язким і чутливим до змін структури та вологості, його транспортування на суходіл суттєво відрізняється від доставки цієї сировини іншого призначення. Через це проектування спеціального обладнання, яке забезпечить збереження ключових властивостей речовини під час переміщення, є надзвичайно важливим завданням.

Одним з найбільш дешевих способів розробки родовищ та переміщення сапропелів є гідравлічний та гідромеханізований, з використанням плавзасобів та земснарядів *(Хомич 2014)*. Дані машини дозволяють проводити екскавацію покладів по трубах за допомогою прокачування насосами добутої пульпи, до місця складування.

Цей спосіб є досить небезпечний, з точки зору екології, оскільки потребує створення фільтраційних майданчиків, наявності великих водойм, а також постійного моніторингу стану місцевої флори та фауни. Крім того, транспортування видобутої суміші до берега є енергоємним процесом, який, залежно від довжини трубопроводу, вимагає використання потужного насосного обладнання. Складування отриманої пульпи також потребує значних площ, що часто призводить до вирубування прибережних лісонасаджень або спорудження штучних дамб, збільшуючи обсяги додаткових робіт.

З огляду на це, така технологія є неприйнятною для видобутку сапропелю для потреб агропромислового комплексу, оскільки кінцева сировина не відповідає встановленим стандартам якості.

Також переміщення сапропелю (доставку до берега) виконують баржою *(Хлопецький 2016)*. Такий процес є досить енергозатратний, оскільки потребує велику кількість перевантажувальних робіт.

Також існує технічне рішення, яке зосереджене на застосуванні канатно-скреперної установки *(Булік 2005),* що одночасно добуває і транспортує сапропель до берега.

Недоліками є те, що в процесі добування звбірний пристрій скрепера значно збовтує місце розробки родовища, нерівномірно проводить розробку шарів покладів, а в процесі транспортування (переміщення до берега у повітрі) забруднює водне середовище вздовж повітряної траси. Також машина працює у циклічному режимі, що значно знижує продуктивність.

Щодо складування покладів то у даному випадку недоліки аналогічні попередньому аналогу.

Мета дослідження – розробка конструкції та інженерне обґрунтування трубопровідної системи транспортування органічного сапропелю для потреб агропромислового комплексу із забезпеченням збереження його якісних показників.

МАТЕРІАЛИ І МЕТОДИ

Оскільки пневматичні трубопровідні транспортери практично не використовуються у сапропеледобувані, то доводиться аналізувати подібні процеси.

Ступінь складності схематичного конструювання та обґрунтування параметрів машини і робочого органу залежить від очікуваної продуктивності, енергетичних витрат, властивостей матеріалу та призначення.

Оскільки дослідження має теоретичний характер то для обґрунтувань застосовуємо закони гідро та газо динаміки та руху двофазного середовища.

Для обґрунтування конструктивних параметрів використовували геометричні залежності з врахування властивостей сапропелю та двофазного середовища, а для оцінки роботоздатності машини і технологічних параметрів значення отриманих конструктивних параметрів.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ОБГОВОРЕННЯ

Всупереч аналогам ми пропонуємо вести розробку та переміщення сапропелів до берега пневматичною технологією. Щодо транспортування то пропонуємо використати трубопровідне, але з використання не нагнітальних насосів, а потоків стиснутого повітря. За рахунок такого технічного рішенні повітреструменевий робочий орган дозолить переміщувати поклади без додаткового впливу на зміну структури та властивості сапропелю, чим забезпечить вимоги до сапропелів для АПК. Дана машина та в процесі роботи не буде завдавати водному об'єкту та прибережній території шкоди, за рахунок переміщення в закритому просторі та розміщення покладів у геотубі. Тому ми запропонували схему такої машини, яку доцільно одночасно застосовувати з ерліфтними добувними засобами **(рис 1)**. Добувні і транспортуючі знаряддя розміщується на плавзасобі, є невеликих габаритів і можуть обслуговуватись одним оператором. В той час також можна змінювати довжину транспортувального трубопроводу в залежності від збільшення відстані добувного засобу від берега та способів переміщення забірного устаткування.

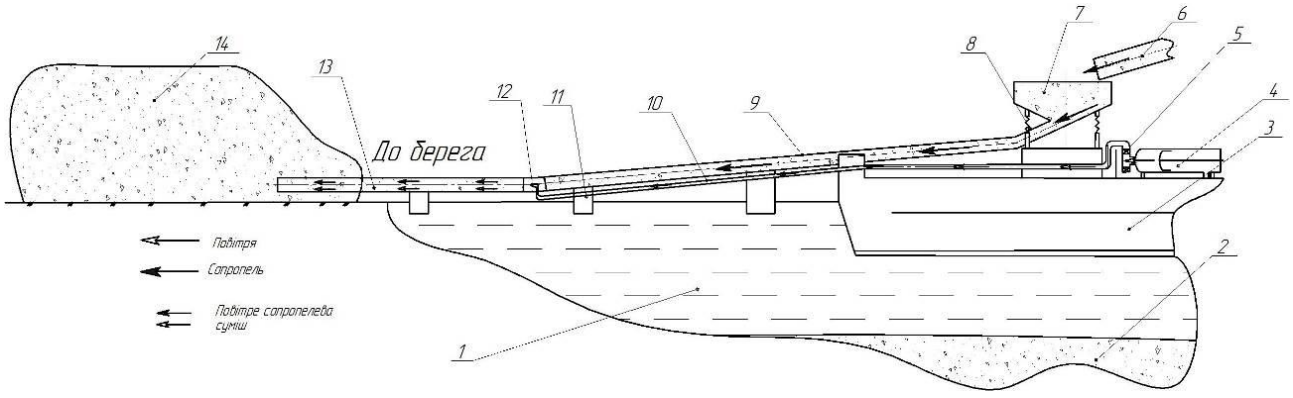


Рис. 1 – Схема функціональна засобу для транспортування сапропелю: 1 – водна поверхня, 2 – родовище, 3 – плавзасіб, 4 – компресор, 5 – золотник, 6 – добувний засіб, 7 – бункер, 8 – віброзбуджувач, 9 – похилий трубопровід, 10 – повітропровід, 11 – поплавковий пристрій, 12 – струменевий насос, 13 – горизонтальний трубопровід, 14 – геотуб

Щодо доставки сировини то пропонуємо застосовувати стандартизовані поплавкові трубопроводи, які виготовлені з полімерного матеріалу, пневматичний робочий орган, накопичувальний бункер та компресор. Робочий процес протікатиме за рахунок повітреструменевих потоків. Свіжодобутий сапропель потраплятиме у бункер з якого самостійно транспортуватиметься – по похилому трубопроводі до робочого органу. Також для пришвидшення самопливного переміщення буде застосовуватись віброзбуджувач. З конструктивної точки зору після закінчення похилого трубопроводу необхідно встановити робочий орган, що складається з раструбів і сопла. Це і буде струменевий насос, який пришвидшуватиме подальший рух покладів. Після потрапляння сапропелю в раструб з сопла буде виходити потік стиснутого повітря, який його забиратиме і штовхатиме далі. Таке двофазне середовище буде рухатись в закритому просторі (трубі), аж до виходу.

Тому можна вважати, що першим етапом потрапляння до робочого органу сапропелю буде самоплив та вібрація. В процесі роботи засобу з'явиться, ще одна складова, що виникне за рахунок розрідження покладів із зворотної сторони сопла, тому вони будуть пришвидшено підтягуватись.

Другий етап роботи і головний відбуватиметься за рахунок взаємодія повітря, де формуватиметься рухоме двокомпонентне середовище та дифузора і конфузора трубопроводу.

Розрахункова схема струменевого насосу із одиничним вихідним соплом для транспортування сапропелю зображена на (рис. 2).

Виконання потрібної корисної роботи з переміщення сапропелю запропонованим засобом відбуватиметься потом, що складається з двох компонентів, або ще як прийнято їх називати двох фаз. Загальне відношення кількості переміщених покладів стиснутим повітрям та кількості повітря яке затратимо, і буде коефіцієнтом змішування *(Хомич 2014, Гідродинаміка)*:

$$\beta = \frac{L_2}{L_1} \tag{1}$$

де L_2 - кількість покладів сапропелю, що переміщаються;

L_1 - кількість затраченого повітря.

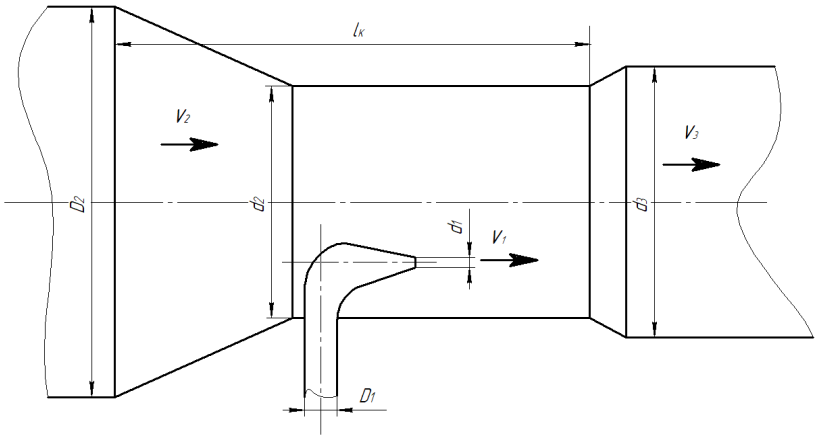


Рис. 2 – Схема струменевого насоса

Орієнтуючись на об'єм завантажувального бункера та годинну продуктивність добувного засобу за масою можна встановити годинну витрату повітря, яке задіяне для транспортування сапропелю:

$$L_1 = 3600 \frac{\mu d_1^{\,2} p_1}{\sqrt{10,288T}}, \text{ кг/год} \tag{2}$$

μ = 0,61…0,98 - коефіцієнт витрат (для сопла);

d_1 - діаметр сопла, м;

p_1 - тиск повітря перед виходом з сопла, кгс/см^2;

T - абсолютна температура повітря ^{0}К.

Звідси діаметр вихідного отвору сопла визначають із залежності:

$$d_1 = 0,0548\sqrt{G_1}, \text{ м} \tag{3}$$

G_2 – кількість переміщеного сапропелю кг/сек;

Тоді діаметр транспортуючої труби становитиме:

$$d_3 = \sqrt{\left(0,001d_1 + 0,004\right)^2 + 1,085\frac{G_2}{v_2}}, \text{ м} \tag{4}$$

v_2 - швидкість потоку сапропелю, що потрапляє в зону змішування м/с.

Довжина змішувальної камери робочого органу, що залежить від діаметрів та місця розміщення вихідного отвору сопла становитиме:

$$l_к = 8(d_2 - d_1)\text{ , м} \tag{5}$$

d_2 - діаметр змішувача, м;

Швидкість двофазного потоку після змішування:

$$v_3 = 44\sqrt{\frac{\Delta p_2 + \Delta p_3}{(2-\eta)\left[1 - n^2(2-\eta)\right]}}\text{ , м/с} \tag{6}$$

Δp_2 - опір суміші у змішуваній частини насосу кгс/м^2 ;

Δp_3 - опір суміші у трубопроводі після виходу з насосу, кгс/м^2;

η - ККД насоса, залежить від найвигідніших відношень швидкості повітря та сапропелю;

n - відношення швидкості підсмоктування сапропелю до швидкості змішаного потоку $n = \frac{v_1}{v_2}$.

Швидкість повітря при виході із сопла:

$$v_1 = (1 + \beta - n\beta)v_3 \tag{7}$$

Діаметр змішувальної камери:

$$d_2 = 1{,}13\sqrt{s_2} \tag{8}$$

s_2 - площа змішувальної камери насоса м^2.

Коефіцієнт корисної дії насоса розраховують з секундної кількості витраченого повітря і сапропелю та опорів зосереджених в розгалуженнях насосу:

$$\eta = \frac{L_2(\Delta p_2 + \Delta p_3)}{L_1 \cdot \Delta p_1} \tag{9}$$

Δp_1 - опір суміші перед змішувальною частиною насосу кгс/м^2.

Використовуючи наведені залежності можна розраховувати конструктивні параметри струменевого насоса для транспортування органічного сапропелю та технологічні параметри процесу, щоб забезпечити сільське господарство сировиною для добрив.

З огляду на проведені теоретичні дослідження засобу трубопровідного транспортування сапропелю лишається багато не вирішених питань. Питання стосуються, як конструктивних так і експериментальних досліджень. Тут ватро провести дослідження місця розташування повітряного сопла у насосі а також їх кількості в залежності від довжини трубопроводу.

З конструктивної точки зору, засіб трубопровідного транспортування може мати ряд переваг у порівнянні з аналогами це:

– транспортування можна вести при будь якій відстані до берега;
– відсутність потреби в осушуванні водойми або додатковому наповненні;
– автоматизація процесу;
– інтенсифікація процесу;
– висока надійність устаткування та простота конструкції;
– низька матеріаломісткість обладнання із можливістю використання композиційних матеріалів;
– малі енергетичні затрати для виконання процесу;
– висока продуктивність;
– прості процеси обслуговування;
– здатність отримувати якісну сировину згідно вимог;
– можливість використовувати альтернативний вид енергії.

ВИСНОВКИ

Аналіз та синтез машин, які використовуються для добування і транспортування сапропелів дозволив отримати конструкцію машини з пневматичним робочим органом, яка здатна при

транспортуванні забезпечувати вимоги до сапропелів для АПК. На основі удосконалення технології запропоновані схеми машини та робочого органу, а також теоретично обґрунтовано конструктивно-технологічні параметри останнього.

Використання конструкції запропонованого робочого органу та пневматичного трубопровідного транспортера сапропелю, що забезпечує переміщення покладів від плавзасобу до місця складування, дасть можливість зменшити енергозатрати на доставку покладів в порівнянні з іншими представленими видами техніки способами доставки.

За представленою методикою розрахунку можна легко зробити підбір трубопроводів, у відповідності до очікуваної продуктивності.

ВИСНОВКИ

У роботі розглянуто графічне проєктування кутових параметрів плоского дзеркального концентратора для підвищення ефективності використання сонячної енергії в геліосушарці. На основі законів геометричної оптики встановлено взаємозв'язок між положенням Сонця, орієнтацією дзеркальної поверхні та теплоприймальною поверхнею колектора.

Запропоновано конструктивну схему плоского дзеркального концентратора з розмірами дзеркального поля 2,0 × 1,30 м та площею відбивної поверхні близько 2,0 м². За інтенсивності сонячного випромінювання 800 Вт/м² теоретична потужність випромінювання, що надходить на дзеркальну поверхню, становить 1,6 кВт, а за коефіцієнта відбиття $\rho = 0,85$ потенційно може бути спрямовано до теплоприймальної системи близько 1,36 кВт. Це підтверджує можливість використання плоскої дзеркальної поверхні, як додаткового елемента концентрації сонячного випромінювання.

Встановлено, що основним геометричним принципом орієнтації дзеркала є рівність кутів падіння та відбиття. Для спрямування відбитого променя в задану точку теплоприймача нормаль до дзеркальної поверхні повинна розташовуватися по бісектрисі кута між напрямком падаючого сонячного променя та напрямком на приймальну поверхню. Це положення покладено в основу запропонованої графічної методики визначення кутів орієнтації дзеркальних елементів.

Графічний аналіз показав, що зміна висоти Сонця безпосередньо впливає на необхідний кут нахилу дзеркала. Для прийнятої розрахункової схеми при зміні висоти Сонця від 20 до 50° орієнтовний кут нахилу дзеркала змінюється від 65 до 125°. Отже, для забезпечення стабільного спрямування відбитого випромінювання на теплоприймальну поверхню необхідно передбачити можливість регулювання положення дзеркал або обмежити розрахунковий період їх ефективної роботи.

Визначення положення крайніх променів та координат «сонячного зайчика» дає можливість графічно оцінити ступінь перекриття теплоприймальної поверхні відбитим потоком. Запропонований підхід дозволяє визначати положення окремих дзеркальних елементів, контролювати траєкторії падаючих і відбитих променів та встановлювати геометричні параметри зони концентрації без застосування складних числових моделей.

Проведений аналіз підтверджує доцільність використання методів інженерної графіки для проєктування плоского дзеркального концентратора геліосушарки. Розроблена геометрична модель може бути використана, як основа для виконання робочих креслень, вибору конструктивних параметрів і розроблення механізму регулювання положення дзеркал. Подальші дослідження доцільно спрямувати на уточнення кутових параметрів з урахуванням азимутального положення Сонця, географічного розташування установки, сезонних змін сонячної висоти, оптичних втрат та експериментального визначення теплового ефекту від застосування дзеркального концентратора.

СПИСОК ПОСИЛАНЬ

Шевчук М.Й. (1996) Сапропелі України: Запаси, якість та перспективи використання / Sapropels of Ukraine: Reserves, quality and prospects for use / ААНУ, Інститут грунтознавства і агрохімії ім. О.Н. Соколовського. - Надстир'я, 1996. - 383 с.

Дем'янюк, О. С., Коніщук, В. В., Мусич, О. Г., Симочко, Л. Ю., & Мостов'як, І. І. (2022). Аналіз запасів сапропелю в Україні як альтернативної сировини органічних добрив (Analysis of sapropel reserves in Ukraine as an alternative raw material for organic fertilizers). Збалансоване природокористування, 2, 73-84. https://doi.org/10.33730/2310-4678.2.2022.261252

Кузнєцова, Т. О. (1992). Вдосконалення технології внесення сапропелю з метою підвищення родючості ґрунтів в умовах Західного Полісся України (Improvement of sapropel introduction technology in order to increase soil fertility in the conditions of the Western Polissia of Ukraine) [Дис. канд. техн. наук]. УПВГ, Рівне.

Хомич С.М. (2017) Технологічні основи пневматичного добування озерного сапропелю Technological basics of pneumatic extraction of lake sapropel / С.М. Хомич, І.Є. Цизь, В.А. Павлік // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті: Накук. журнал. - Вип. 1.(8) – Луцьк. С. 144-149.

Булік, Ю. В. (2005). Обґрунтування процесу і параметрів механізму для добування сапропелю (Justification of the process and parameters of the mechanism for extracting sapropel) [Дис. канд. техн. наук]. Луцький державний технічний університет, Луцьк.

Гідробудівельник URL: https://gidrobud.kiev.ua/vydobutok-sapropelyu/

Хомич С.М. (2014) Обгрунтування параметрів забірного пристрою засобу для добування сапропелю (Justification of the parameters of the intake device for a sapropel extraction unit:) [Дис. канд. техн. наук: 05.05.11]. Тернопіль - 190 с.

Гідродинаміка газоріднних систем URL: https://studfile.net/preview/22083424/

Хлопецький Р.А. (2016) Удосконалення технології та засобу для добування озерних сапропелів з-під шару води (Improvement of the technology and equipment for extracting lake sapropel from beneath a water layer) [Дис. канд. техн. наук: 05.05.11]. Львів - 193 с.

e-ISSN 2708-9754; ISSN 2307-1699
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, 2026, Вип. 52
AGRICULTURAL MACHINES, 2026, Vol. 52

DYNAMIC MODEL OF FLUID MOVEMENT IN A CAPILLARY-POROUS MEDIUM: THE CASE OF SOY EXTRUDATE

S. Liashenko[1], T. Kutkovetska[2*], Ye. Petrychenko[2], M. Barda[2]

[1]Poltava State Agrarian University, Poltava, Ukraine
[2]Uman National University, Uman, Ukraine

AGRICULTURAL MACHINES
АСМ
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Key words:
soy extrudate,
capillary-porous medium,
impregnation,
water absorption,
permeability,
wetting front,
swelling,
extrusion

Article history:
Received 25.10.2026
Reviewed 29.10.2026
Approved 30.10.2026

[*]***Corresponding author:***
tanya_kut@ukr.net

ABSTRACT

This article develops and provides a theoretical basis for a new dynamic model describing liquid penetration into the capillary-porous structure of soy extrudate during hydration. The study is motivated by the need to optimize the processing of plant-based raw materials and to improve the quality of the resulting feed and food products. In the modeling process, the material is represented as a complex, heterogeneous protein-carbohydrate matrix, the key geometric and pore parameters of which are directly determined by the high temperatures and pressures applied during extrusion. The proposed mathematical model comprehensively accounts for a range of interrelated physicochemical factors: capillary pressure, viscous resistance to fluid flow, initial inertial effects, dynamic changes in the degree of saturation, and the specific impact of biopolymer swelling on the permeability of the porous medium. For the case of a cylindrical extrudate granule, both one-dimensional and radial approximations of the advancing wetting front are detailed and compared. Appropriate boundary conditions at the moving wetting front are formulated, and an analytical relationship is established between the instantaneous position of this front and the total mass gain of the sample. The scientific novelty of this work lies in the development of an integrated approach that enables the identification of a set of structural-mechanical characteristics of a material—specifically effective permeability, average equivalent pore radius, dynamic contact angle, and the volumetric swelling coefficient of the matrix—based on experimental data regarding water absorption kinetics. The practical value of these results is that the developed model serves as a reliable tool for predicting the behavior of texturized proteins; it can be directly applied to the substantiation, design, and optimization of efficient hydration regimes for soy-based feed and food extrudates within industrial settings.

DOI: 10.36910/acm.vi52.2364

To cite this article:
Liashenko, S., Kutkovetska, T., Petrychenko, Ye. & Barda, M. (2026). Dynamic model of fluid movement in a capillary-porous medium: The case of soy extrudate. *Agricultural Machines*, *52*, 283–292. https://doi.org/10.36910/acm.vi52.2364

e-ISSN 2708-9754; ISSN 2307-1699
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, 2026, Вип. 52
AGRICULTURAL MACHINES, 2026, Vol. 52

УДК 532.546:664.3

ДИНАМІЧНА МОДЕЛЬ РУХУ РІДИНИ В КАПІЛЯРНО-ПОРИСТОМУ СЕРЕДОВИЩІ НА ПРИКЛАДІ СОЄВОГО ЕКСТРУДАТУ

С.В. Ляшенко[1], Т.О. Кутковецька[2*], Є.А. Петриченко[2], М.О. Барда[2]

[1]Полтавський державний аграрний університет, Полтава, Україна
[2]Уманський національний університет, Умань, Україна

AGRICULTURAL MACHINES
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Ключові слова:
соєвий екструдат,
капілярно-пористе середовище,
просочування,
водопоглинання,
проникність,
фронт змочування,
набухання,
екструзія

Історія публікації:
Отримано 25.10.2026
Прорецензовано 29.10.2026
Затверджено до друку 30.10.2026

Автор для листування:*
tanya_kut@ukr.net

АНОТАЦІЯ

У статті розроблено та теоретично обґрунтовано нову динамічну модель проникнення рідини в капілярно-пористу структуру соєвого екструдату під час його гідратації. Актуальність дослідження зумовлена необхідністю оптимізації технологічних процесів переробки рослинної сировини та підвищення якості готових кормових і харчових продуктів. У ході моделювання досліджуваний матеріал представлено як складну, неоднорідну білково-вуглеводну матрицю, ключові геометричні та порові параметри якої безпосередньо формуються під дією високих температур і тиску під час екструдування. Запропонована математична модель комплексно враховує низку взаємопов'язаних фізико-хімічних чинників: капілярний тиск, в'язкий опір руху рідини, початкові інерційні ефекти, динамічну зміну ступеня насичення, а також специфічний вплив набухання біополімерів на проникність пористого середовища. Для випадку циліндричної гранули екструдату детально розписано і порівняно одномірне та радіальне наближення руху фронту просочування. Наукова новизна роботи полягає у розробці інтегрального підходу, який дозволяє на основі експериментальних даних кінетики водопоглинання ідентифікувати комплекс структурно-механічних характеристик матеріалу, зокрема: ефективну проникність, усереднений еквівалентний радіус пор, динамічний контактний кут змочування та коефіцієнт об'ємного набухання матриці. Практична цінність результатів полягає в тому, що створена модель є надійним інструментом для прогнозування поведінки текстурованих білків і може бути безпосередньо використана для обґрунтування, проектування та оптимізації раціональних режимів гідратації кормових і харчових соєвих екструдатів у промислових умовах.

DOI: 10.36910/acm.vi52.2364

Цитувати цю статтю:
Коробка, С. В., Стукалець, І. Г., Толстушко, М. М. & Толстушко, Н. О. (2026). Графічне моделювання кутових параметрів плоского дзеркального концентратора геліосушарки. *Сільськогосподарські машини*, *52*, 283–292. https://doi.org/10.36910/acm.vi52.2364

СТАН ПИТАННЯ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Процес вилучення олії з олійної сировини методом механічного відтиску характеризується складними гідромеханічними явищами, пов'язаними з деформацією твердої фази та переміщенням рідкої фази крізь капілярно-пористу структуру матеріалу. Особливу складність становить дослідження цих процесів у соєвому екструдаті, структурно-механічні властивості якого змінюються під дією зовнішнього навантаження (*Журавель Д. П., Дідур В. В., 2025; Журавель Д. П. та ін., 2026; Дідур В. В. та ін., 2026*).

Під час стискання соєвого екструдату відбувається ущільнення твердої фази, зменшення об'єму порового простору та зміна геометричних характеристик капілярних каналів. Це спричиняє зміну коефіцієнта пористості й проникності матеріалу, що безпосередньо впливає на швидкість переміщення олії та інтенсивність її відведення із зони пресування. При цьому фільтраційний потік має нестаціонарний характер, оскільки його параметри залежать не лише від прикладеного тиску, а й від поточного стану деформованого пористого середовища (*Louf J.-F. et al., 2018; Pietsch V. L. et al., 2019*).

Застосування класичних моделей фільтрації, зокрема закону Дарсі, не завжди забезпечує достатню точність опису таких процесів, оскільки вони не повною мірою враховують взаємозв'язок між деформацією твердої матриці, зміною пористості та гідродинамічними характеристиками рідкої фази. Тому виникає необхідність у розробленні математичної моделі, яка враховувала б динаміку зміни структурних параметрів соєвого екструдату під час його стискання та відповідну зміну умов фільтрації олії (*Журавель Д. П. та ін., 2025; Дідур В. В. та ін., 2025; Журавель Д. П., 2022*).

Особливої актуальності набуває встановлення закономірностей взаємозв'язку між тиском пресування, деформацією капілярно-пористого середовища, його фільтраційними характеристиками та швидкістю руху рідкої фази в часі. Розв'язання цієї проблеми дасть змогу поглибити теоретичне розуміння механізму відтиску олії та створити наукове підґрунтя для обґрунтування раціональних конструктивних і технологічних параметрів пресового обладнання (*Журавель Д. П., 2024; Журавель Д. П., Дідур В. В., 2024*).

Пориста структура соєвого екструдату утворюється під час падіння тиску, випаровування вологи та фіксації деформованого білково-вуглеводного каркаса. Вона визначає густину, міцність і швидкість гідратації продукту, від якої залежать змішування з рідкими компонентами, час відновлення та рівномірність розподілу вологи.

Емпірична залежність маси від часу описує лише конкретну партію. Вона не показує, як на водопоглинання впливають вологість сировини, ступінь розширення, розмір гранули й температура води. Через різні розміри та орієнтацію пор, а також набухання білків проникність екструдату змінюється під час змочування.

Питання математичного моделювання руху рідин у капілярно-пористих середовищах посідає важливе місце в дослідженнях процесів переробки рослинної сировини, зокрема під час вилучення олії з насіння олійних культур. Особливий інтерес становить вивчення закономірностей фільтрації рідкої фази крізь деформовану пористу структуру матеріалу під дією зовнішнього навантаження.

У роботі P. C. Bargale та співавторів розроблено математичну модель відтиску олії з олійної сировини за умами одновісного стискання. В основу моделі покладено теорію консолідації Терцагі та закон фільтрації Дарсі з урахуванням зміни коефіцієнта проникності матеріалу в часі. Запропонований підхід пройшов експериментальну перевірку на зразках екструдованої сої та соняшнику (*Bargale P. C. et al., 2000; Станкевич С. В. та ін., 2024; Петік І. П. та ін., 2025; ДСТУ 7621:2014*).

У дослідженні J. Očenášek та J. Voldřich розглянуто математичне моделювання процесів фільтрації та екструзійного відтиску олії в камері лінійного стискання. Авторами запропоновано модель, яка враховує реологічні властивості деформованого твердого каркаса насіння та залежність його проникності від умов навантаження (*Očenášek J., Voldřich J., 2009*).

Важливим напрямом є дослідження впливу структурних характеристик сировини на інтенсивність масоперенесення. Зокрема, встановлено, що розмір частинок соєвої сировини та швидкість руху екстрагенту суттєво впливають на ефективність вилучення олії. Надмірне

подрібнення може спричиняти ущільнення шару, зменшення його пористості та погіршення умов фільтрації.

У роботі J. Köry та співавторів досліджено фільтрацію рідини крізь стисливий пористий шар із використанням теорії поропружності. Показано, що деформація структури матеріалу під дією тиску змінює його проникність і безпосередньо впливає на інтенсивність руху рідкої фази (*Köry J. et al., 2021; Lin S. et al., 2002; Schmid E.-M. et al., 2022*).

Таким чином, аналіз наукових досліджень свідчить про наявність значної кількості математичних моделей, які описують фільтрацію рідин, деформацію пористого каркаса та масоперенесення в рослинній сировині. Водночас потребують подальшого дослідження закономірності нестаціонарного руху рідини в капілярно-пористій структурі соєвого екструдату з урахуванням зміни його структурно-механічних характеристик під час стискання.

Мета дослідження: розробити динамічну модель руху рідини в капілярно-пористій структурі соєвого екструдату та визначити способи ідентифікації її параметрів за кінетикою водопоглинання.

Для досягнення мети потрібно пов'язати течію розплаву зі структурою готового виробу; сформулювати баланси маси й імпульсу; описати осьове та радіальне просочування; урахувати набухання; запропонувати методику визначення параметрів і межі застосовності моделі.

МАТЕРІАЛИ ТА МЕТОДИ

Для досягнення поставленої мети – розробки динамічної моделі руху рідини в капілярно-пористій структурі соєвого екструдату та обґрунтування методики ідентифікації її параметрів — застосовано комплексний підхід, що поєднує методи математичного моделювання, механіки суцільних гетерогенних середовищ, капілярної гідродинаміки та фізико-хімічного аналізу.

Об'єктом дослідження є процес масоперенесення в капілярно-пористій матриці текстурованого рослинного білка. Як модельне пористе середовище розглядалися циліндричні гранули соєвого екструдату, одержаного на основі соєвого шроту з різним вмістом ліпідів. Макроскопічно гранулу представлено у вигляді суцільного анізотропного середовища з ефективними інтегральними характеристиками: початковою відкритою пористістю, проникністю, звивистістю пор та усередненим еквівалентним капілярним радіусом. Модельним флюїдом слугувала дистильована вода з відомими температурними залежностями динамічної в'язкості та поверхневого натягу.

Теоретичний опис кінетики просочування базується на фундаментальних законах збереження маси та імпульсу в пористих середовищах. Баланс маси флюїду сформульовано з урахуванням динамічної зміни насичення відкритих пор та потенційної зміни пористості внаслідок набухання біополімерного каркаса. Рівняння руху рідини базується на усередненому рівнянні імпульсу в лінеаризованій формі з урахуванням часу гідродинамічної релаксації для опису початкових інерційних ефектів (рівняння Бозанкета), що за тривалого спостереження трансформується у класичний закон фільтрації Дарсі. Капілярний тиск на рухомому фронті змочування визначався за законом Лапласа з урахуванням ефективного динамічного контактного кута.

Для аналітичного розв'язку та порівняння динаміки змочування розроблено дві геометричні схеми: одномірне лінійне просочування (закон Лукаса–Вашберна) та радіальне капілярне заповнення циліндричної або сферичної гранули радіуса з утворенням рухомої межі 'зволожена зона — сухе ядро'. Оцінку внеску інерційних, в'язких та гравітаційних сил проведено за допомогою безрозмірних критеріїв подібності: числа Рейнольдса для пористих середовищ, числа капілярності та числа Бонда.

Враховуючи, що поровий каркас екструдату формується під дією зсувних деформацій у формувальному каналі матриці екструдера, у моделі враховано структурну анізотропію шляхом завдання проникнення у вигляді діагонального тензора. Вплив набухання білково-вуглеводної матриці на звуження транспортних капілярів та защемлення повітря описано модифікованим співвідношенням Козені–Кармана, інтегрованим із функцією коефіцієнта об'ємного набухання та множника сполученості пор.

Для верифікації моделі та визначення її структурно-механічних параметрів розроблено багатофакторну експериментальну процедуру. На першому етапі здійснювали кондиціонування та підготовку зразків соєвого екструдату, які висушували та витримували до досягнення рівноважної початкової вологості з контролем за ДСТУ 7621:2014. Далі проводили визначення геометричних розмірів, об'єму та початкової густини зразків. Початкову відкриту пористість та еквівалентний

радіус пор оцінювали комбінацією методів рідинного витіснення (пікнометрія) та рентгенівської мікротомографії. Ефективний контактний кут змочування вимірювали методом сидячої краплі на пресованій поверхні матеріалу.

Кінетику водопоглинання фіксували гравіметричним методом на автоматизованих вагах із безперервним зняттям показників. Дискретність відліку на початковій інерційній стадії забезпечувалася швидкісною відеореєстрацією фронту. Перед кожним зважуванням надлишок поверхневої рідкої плівки видаляли фільтрувальним матеріалом за стандартизованою процедурою. Паралельно з гравіметрією проводили фіксацію геометричних розмірів гранул за допомогою оптичного компаратора або цифрового аналізу зображень для розрахунку коефіцієнта об'ємного набухання. Дослідження виконували відповідно до розробленого п'ятифакторного плану, що включав варіювання орієнтації зразків (вздовж та поперек екструзії), температури середовища на трьох сталих рівнях, геометричних розмірів гранул для перевірки масштабного закону, початкової вологості та рецептурного складу.

Ідентифікацію невідомих або слабко зв'язаних параметрів моделі векторного простору здійснювали шляхом розв'язання зворотної задачі масоперенесення. Оптимальні значення знаходили мінімізацією цільової функції, що являє собою суму квадратів відхилень між експериментальними даними відносного приросту маси та теоретичною кривою, розрахованою за моделлю. Математичну обробку рівнянь, розрахунок кривих чутливості та параметричну ідентифікацію виконували за допомогою методів нелінійної оптимізації (алгоритм Левенберга–Марквардта) у програмному середовищі Python з використанням пакету scipy.optimize.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ОБГОВОРЕННЯ

Основна частина. Фізична структура соєвого екструдату. На мікрорівні рідина рухається між ділянками денатурованого білка, клітковини та крохмалевмісної фази; на мезорівні — у сполучених кластерах і тупикових порах. На макрорівні гранулу подано суцільним середовищем з ефективними пористістю, проникністю, звивистістю та капілярним радіусом:

$$\varepsilon = \frac{V_p}{V}, X(t) = \frac{m(t)-m_0}{m_0} \quad (1)$$

де V_p – об'єм пор; V – об'єм зразка; m_0 і $m_{(t)}$ – початкова та поточна маса. Відкрита пористість визначає доступний об'єм потоку, тоді як замкнені пори впливають переважно на густину й міцність. У спученому екструдаті відкриті пори прискорюють відновлення, а у щільному продукті зростає роль дрібних каналів.

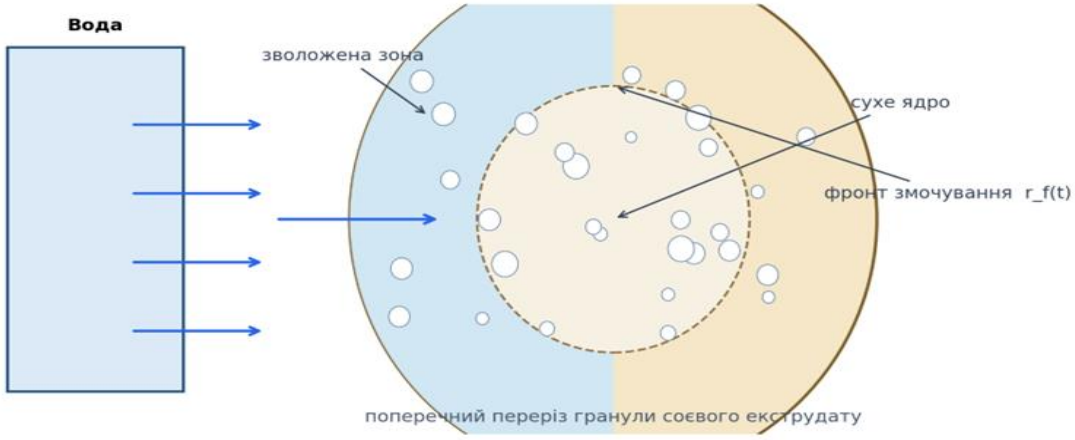


Рис.1 – Схема радіального просочування гранули соєвого екструдату

Формування транспортної структури у матриці екструдера. Поровий каркас є наслідком течії в'язкопластичної маси. У шнековій зоні рух є обертально-поступальним, а у формувальному каналі - переважно поступальним. Градієнти тиску й зсув орієнтують білкові агрегати, а падіння тиску на виході формує пори. Тому проникність уздовж і поперек екструзії залежить від геометрії матриці та режиму процесу.

У джерелі циліндричний і кільцевий канали змодельовано методом скінченних об'ємів за умами прилипання на стінках, заданої вхідної швидкості та нульового тиску на виході. Для готового екструдату ці умови замінюються капілярним напором і опором порового каркаса.

У циліндричній матриці тиск знижувався на 10–15 %, а в кільцевій швидкість - приблизно на 25 %. Відхилення моделі від експерименту становило 10–13 % для швидкості й 18–25 % для тиску. Це обґрунтовує визначення анізотропії проникності для кожної матриці.

Баланс маси та динамічне рівняння руху. Нехай S — насичення відкритих пор, ρ_l – густина рідини, u – швидкість фільтрації. За відсутності джерел баланс маси має вигляд:

$$\frac{\partial(\varepsilon S\rho_l)}{\partial t} + \nabla\cdot(\rho_l u) = 0 \tag{2}$$

Для жорсткого каркаса пористість стала; у соєвому екструдаті це припущення діє лише до помітного набухання. Усереднене рівняння імпульсу:

$$\frac{\rho_l}{\varepsilon}\frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\rho_l}{\varepsilon^2}(u\cdot\nabla)u = -\nabla\rho - \frac{\mu}{K}u - \rho_l\beta_F|u|u + \rho_l g \tag{3}$$

Рівняння враховує прискорення, градієнт тиску, опір Дарсі й Форхгеймера та силу тяжіння. За малих швидкостей квадратичний опір істотний лише на початку руху у великих відкритих каналах. Після лінеаризації маємо:

$$\tau_h\frac{\partial u}{\partial t} + u = -\frac{K}{\mu}(\nabla\rho - \rho_l g),\ \tau_h = \frac{\rho_l K}{\mu\varepsilon} \tag{4}$$

τ_h – час гідродинамічної релаксації. За тривалого спостереження інерційною похідною нехтують і переходять до закону Дарсі; для імпульсного, напірного або великопорового руху її зберігають.

Капілярний напір і рух фронту. Капілярний перепад тиску в ефективній циліндричній порі визначається рівнянням Лапласа:

$$p_c = p_g - p_l = \frac{2\gamma\cos\theta}{r_e} \tag{5}$$

За $\theta<90°$ вода самочинно входить у пору. Ліпіди або термічне ущільнення можуть збільшувати контактний кут. Зменшення радіуса підвищує капілярний тиск, але одночасно може різко знижувати проникність.

Для плоского фронту швидкість фільтрації пов'язана з його переміщенням; після підстановки перепаду тиску в закон Дарсі:

$$u = \varepsilon\frac{dl}{dt} = \frac{K}{\mu}\frac{p_c - \rho_l g l}{l} \tag{6}$$

За малого впливу гравітації інтегрування дає макроскопічний закон Лукаса–Вашберна:

$$l^2(t) = l_0^2 + \frac{2Kp_c}{\mu\varepsilon}t \qquad (g\to 0) \tag{7}$$

Кінетична крива визначає насамперед добуток проникності та капілярного тиску. Тому без незалежних даних про контактний кут або структуру окремі значення K і re можуть бути неоднозначними.

Щоб описати момент запуску, використаємо рівняння Бозанкета для еквівалентного капіляра:

$$\rho_l\left(\ddot{l}l + \dot{l}^2\right) + \frac{8\mu}{r_e^2}\dot{l}l = \frac{2\gamma\cos\theta}{r_e} - \rho_l g l \tag{8}$$

На дуже ранній стадії інерція усуває формально нескінченну початкову швидкість. Далі накопичується в'язкий опір і у реальному екструдаті перехід згладжується розподілом пор.

Проникність і структурна анізотропія. Ефективну проникність можна оцінити за модифікованим співвідношенням Козені–Кармана:

$$K = \frac{d_s^2\varepsilon^3}{C_K(1-\varepsilon)^2\tau_p^2} \tag{9}$$

де d_s – структурний розмір; C_K – коефіцієнт форми; τ_p – звивистість. Залежність показує сильний вплив пористості на K, але для видовжених, тріщинуватих і частково замкнених пор є лише інженерним наближенням.

Орієнтація структури вздовж течії частково зберігається після виходу з матриці, тому проникність гранули доцільно задавати тензором:

$$u = -\frac{K}{\mu}\nabla p,\ K = diag(K_\parallel, K_\perp, K_r) \tag{10}$$

Якщо поздовжня проникність більша за поперечну, осьове змочування відбувається швидше. Співвідношення проникностей оцінюють за початковими нахилами залежності маси від квадратного кореня часу для зразків двох орієнтацій.

Таблиця 1 – Параметри динамічної моделі та способи їх визначення

Параметр	Фізичний зміст	Рекомендований метод
ε_0	початкова відкрита пористість	геометрична густина та витіснення; мікротомографія
$K\parallel, K\perp$	проникність уздовж і поперек напряму екструзії	напірна фільтрація або апроксимація ранньої кінетики
r_e	ефективний капілярний радіус	порометрія; мікротомографія; спільна ідентифікація
Θ	ефективний контактний кут вода–екструдат	метод сидячої краплі на пресованій поверхні
β_v	коефіцієнт об'ємного набухання	зміна діаметра й довжини під час гідратації
τ_h	час гідродинамічної релаксації	швидкісна реєстрація початкової стадії

Радіальне просочування гранули. Для довгої гранули з ізольованими торцями задача є радіальною. Тиск у зволоженій оболонці описує закон Дарсі в циліндричних координатах; для аналітичної оцінки гранулу апроксимуємо сферою радіуса a [7]:

$$-\frac{1}{3a}\left(a^3-r_f^3\right)+\frac{1}{2}\left(a^2-r_f^2\right)=\frac{Kp_c}{\mu}t \tag{11}$$

Радіус сухого ядра зменшується до нуля. Час капілярного заповнення пропорційний $\mu a^2/(Kp_c)$, тому подвоєння розміру збільшує час гідратації приблизно вчетверо.

За насичених пор нормований приріст маси дорівнює частці зволоженого об'єму:

$$M(t)=\frac{m(t)-m_0}{m_\infty-m_0}=1-\left(\frac{r_f(t)}{a}\right)^3 \tag{12}$$

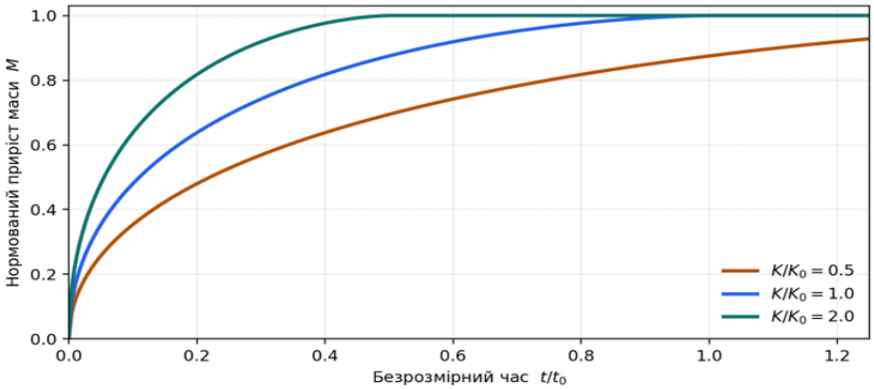


Рис. 2 – Розрахункова кінетика водопоглинання за різної відносної проникності

На рис. 2 показано чутливість моделі: підвищення проникності прискорює насичення, але за сталої доступної пористості не змінює граничний нормований приріст маси. Криві є розрахунковими, а не даними конкретної партії.

Урахування набухання та блокування пор. Білки, полісахариди й клітковина зв'язують воду, збільшують зовнішній об'єм і водночас звужують транспортні канали. Тому зміну пористості слід відокремлювати від втрати сполученості. У першому наближенні:

$$\varepsilon(X)=1-\frac{1-\varepsilon_0}{1+\beta_v X},\quad K(X)=K_0\left[\frac{\varepsilon(X)}{\varepsilon_0}\right]^3\left[\frac{1-\varepsilon_0}{1-\varepsilon(X)}\right]^2 \tag{13}$$

Коефіцієнт βv визначають за зміною об'єму. Якщо проникність знижується, вводять множник сполученості $\chi c(X)<1$, що відображає перекриття горловин і формує повільний завершальний етап поглинання.

Температура впливає на в'язкість, поверхневий натяг і набухання. Зниження μ прискорює проникнення, але звуження пор може послабити цей ефект, тому функції μ(T), γ(T) і βv(T) визначають експериментально.

Критерії подібності та межі режимів. Режим оцінюють за трьома безрозмірними критеріями:

$$Re_K = \frac{\rho_l U\sqrt{K}}{\mu}, \quad Ca = \frac{\mu U}{\gamma}, \quad Bo = \frac{\rho_l g r_e^2}{\gamma} \tag{14}$$

Re_K характеризує інерцію, Ca – співвідношення в'язких і поверхневих сил, Bo - вплив гравітації. За малих ReK, Ca і Bo достатньо закону Дарсі–Вашберна; динамічний член потрібний для коротких імпульсів, вакуумного чи напірного насичення.

Рівняння Форхгеймера застосовують лише за експериментально підтвердженої нелінійної залежності перепаду тиску від витрати, оскільки зайві параметри погіршують однозначність ідентифікації.

Методика експериментальної ідентифікації. Зразки однієї партії кондиціонують до сталої вологості, вимірюють масу, геометрію та густину. Відкриту пористість визначають методом витіснення або мікротомографією, а початкову вологість – за стандартизованою методикою.

Кінетику реєструють гравіметрично за контрольованого контакту з водою та однакового видалення поверхневої плівки. Перші секунди фіксують автоматизованою вагою або відеозаписом фронту. Одночасно вимірюють геометрію, щоб відокремити заповнення пор від набухання каркаса.

Таблиця 2 – Рекомендований план дослідження водопоглинання

Чинник	Рівні або варіанти	Вихідні показники
Орієнтація	уздовж і поперек напряму екструзії	K∥/K⊥, час до 50 % насичення
Температура води	щонайменше три сталі рівні	μ(T), швидкість фронту, βv(T)
Розмір гранули	два–три діаметри або довжини	перевірка масштабування часу як a^2
Початкова вологість	кондиціоновані серії	капілярний градієнт, граничне водопоглинання
Рецептура	різний вміст соєвого шроту та ліпідів	ε0, θ, K, текстурна стабільність

Параметри визначають мінімізацією відхилення між виміряною і розрахованою нормованою масою:

$$J(q) = \sum_{i=1}^{N}\left[\frac{m_i - m(t_i;g)}{m_\infty - m_0}\right]^2, \quad q = (K, r_e, \theta, \beta_v) \tag{15}$$

Контактний кут і набухання бажано вимірювати незалежно, а за кривою маси визначати K та r_e. Спільна апроксимація кількох розмірів і температур зменшує кореляцію параметрів. Ранні систематичні похибки вказують на інерцію, пізні — на набухання, дифузію або защемлення повітря.

Розрахункова інтерпретація для соєвого екструдату. На ранній стадії маса має бути майже лінійною функцією квадратного кореня часу, а час насичення — зростати пропорційно квадрату радіуса гранули. Різниця між осьовою і поперечною кінетикою свідчить про анізотропію. Пізніше відхилення від цих закономірностей указує на набухання або блокування пор.

Таблиця 3 – Очікуваний вплив параметрів на кінетику

Зміна	Рання стадія	Завершальна стадія
K зростає	фронт рухається швидше	час насичення зменшується
r_e зменшується	p_c зростає, але K може зменшитися	посилюється роль вузьких горловин
θ зростає	капілярний напір слабшає	частина пор може не заповнюватися
μ зменшується	швидкість зростає	форма нормованої кривої зберігається без набухання
β_v зростає	вплив обмежений	посилюється релаксаційний хвіст і деформація

Швидкість гідратації слід узгоджувати зі збереженням форми: надто відкрита структура швидко насичується, але втрачає міцність, а щільна — відновлюється повільно. Оптимум визначають за проникністю, пористістю, вологоємністю та міцністю після змочування.

Практичне значення та обмеження моделі. Модель можна застосувати для вибору розміру гранул, температури води та тривалості замочування. У кормових технологіях вона прогнозує поглинання рідких компонентів до гранулювання, а в харчових - відновлення текстурованого соєвого білка.

Макроскопічна модель припускає локальну рівновагу капілярного тиску, ньютонівську рідину та мале розчинення матриці. Для концентрованих розсолів, емульсій і дисперсних рідин слід додатково враховувати зміну в'язкості, осмотичні ефекти та закупорювання каналів.

Гравіметрія реєструє суму капілярного заповнення і зв'язування води білками. Розмежувати процеси допомагає поєднання зважування з мікротомографією, низькопольним ЯМР або вимірюванням локальної вологості.

ВИСНОВКИ

Сформовано динамічну модель руху води в пористому соєвому екструдаті на основі балансу маси, усередненого рівняння імпульсу, капілярного тиску та структурно залежної проникності. В'язка стадія підпорядковується закону квадратного кореня часу, а початкова – інерційному рівнянню Бозанкета. Радіальне наближення пов'язує положення сухого ядра з приростом маси й показує квадратичну залежність часу гідратації від розміру гранули. Тензор проникності враховує орієнтовані пори. Дані про циліндричний і кільцевий канали використано для пояснення походження анізотропії, не ототожнюючи течію розплаву з просочуванням готового продукту.

СПИСОК ПОСИЛАНЬ

Журавель Д. П., Дідур В. В. Механіко-технологічні основи глибокої переробки насіння рицини на енергетичну біосировину. Запоріжжя : ТДАТУ, 2025. 275 с.

Журавель Д. П., Дідур В.В., Білоконь Я.В. Математичне моделювання процесу механічного вилучення олії з насіння рицини. *Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету: електронне наукове фахове видання*. / ТДАТУ; гол. ред. д.т.н., проф. В. М. Кюрчев. – Запоріжжя: ТДАТУ, 2026. Вип. 16, Т. 1. С. 32-47.

Дідур В.В., Журавель Д. П., Білоконь Я.В. Моделювання процесу пресування насіння рицини в шнекових пресах. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*: наукове фахове видання. / ТДАТУ; гол. ред. д.т.н., проф. А. І. Панченко. – Запоріжжя: ТДАТУ, 2026. Вип. 26, т. 1. С.83-90.

Whitaker S. Flow in Porous Media I: A Theoretical Derivation of Darcy's Law. Transport in Porous Media. 1986. Vol. 1. P. 3–25. DOI: 10.1007/BF01036523.

Louf J.-F., Zheng Y., Kumar A., Bohr T., Gundlach C., Harholt J., Poulsen H. F., Jensen K. H. Imbibition in Plant Seeds. *Physical Review E*. 2018. Vol. 98. Article 042403. DOI: 10.1103/PhysRevE.98.042403.

Pietsch V. L., Bühler J. M., Karbstein H. P., Emin M. A. High Moisture Extrusion of Soy Protein Concentrate: Influence of Thermomechanical Treatment on Protein–Protein Interactions and Rheological Properties. *Journal of Food Engineering*. 2019. Vol. 251. P. 11–18. DOI: 10.1016/j.jfoodeng.2019.01.001.

Wittek P., Zeiler N., Karbstein H. P., Emin M. A. High Moisture Extrusion of Soy Protein: Investigations on the Formation of Anisotropic Product Structure. Foods. 2021. Vol. 10, No. 1. Article 102. DOI: 10.3390/foods10010102.

Журавель Д.П., Дідур В.В. Обгрунтування технологічної схеми детоксикації рицинової макухи для потреб кормовиробництва. Збірник тез доповідей XIII-ї Науково-технічної конференції '*Технічний прогрес у тваринництві та кормовиробництві*', смт. Глеваха Київської області. м. Київ, Україна, (01-17 жовтня 2025 року): матеріали конференції. Глеваха-Київ. 2025. С. 76-80.

Дідур В.В., Журавель Д. П., Повар І.Ю, Петриченко Є.А. Теоретичні основи розрахунку конструкційно-технологічних параметрів конічної центрифуги для очищення рослинних олій. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету: наукове фахове видання* / ТДАТУ; гол. ред. д.т.н., проф. В. М. Кюрчев. Запоріжжя: ТДАТУ, 2025. Вип. 25, т. 3. С. 118-124. DOIhttps://doi.org/10.32782/2078-0877-2025-25-3-16.

Журавель Д.П. Технології переробки насіння рицини дворазовим пресуванням. Матеріали IV Міжнародної науково-практичної конференції '*Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі*', Запоріжжя, 2022. С. 32-34.

Дідур В.В., Журавель Д. П., Повар І.Ю, Петриченко Є.А. Наукові основи очищення рослинних олій у конічних

центрифугах. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*: наукове фахове видання / ТДАТУ; гол. ред. д.т.н., проф. В. М. Кюрчев. Запоріжжя: ТДАТУ, 2025. Вип. 25, т. 3. С. 125-130. DOI https://doi.org/10.32782/2078-0877-2025-25-3-17.

Дідур В.В., Журавель Д. П., Колесніченко І.А., Петриченко Є.А. Моделювання теплової обробки насіння олійних культур високотемпературним теплоносієм. *Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету*: наукове фахове видання / ТДАТУ; гол. ред. д.т.н., проф. В. М. Кюрчев. Запоріжжя: ТДАТУ, 2025. Вип. 15, т. 2. С.37-44. DOI https://doi.org/10.32782/2220-8674-2025-15-2-5.

Дідур В.В., Журавель Д.П., Колесніченко І.А., Петриченко Є.А. Моделювання тепломасоперенесення в поверхневих капілярно-пористих середовищах. Матеріали VII Міжнародної науково-практичної конференції. '*Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі*' (01–25 листопада 2025 року). Запоріжжя, 2025. С. 46-49.

Журавель Д.П Обґрунтування методу очищення біологічних олій в електричному полі. Збірник тез доповідей XIII-ї Науково-технічної конференції '*Технічний прогрес у тваринництві та кормовиробництві*', смт Глеваха Київської області – м. Київ, Україна, (01-18 жовтня 2024 року): матеріали конференції. Глеваха-Київ. 2024. С. 68-72.

Журавель Д.П., Дідур В.В. Моделювання процесу очищення рицинової олії в електричному полі. Матеріали VI Міжнародної науково-практичної конференції '*Технічне забезпечення інноваційних технологій в агропромисловому комплексі*' (01–25 листопада 2024 року). Запоріжжя, 2024. С. 98-104.

Bargale, P. C., Wulfsohn, D.-L., Irudayaraj, J., Ford, R. J., & Sosulski, F. W. (2000). Prediction of oil expression by uniaxial compression using time-varying oilseed properties. *Biosystems Engineering*, 77(2), 171-181.

Станкевич С. В., Омельченко С. Б., Котляр О. В., Бакіров М. П., Жулінська О. В., Аштаєва Н. Л. Залежність якісних показників екструдату від характеристик сировини. *Інтегровані технології та енергозбереження*. 2024. № 3. DOI: 10.20998/2078-5364.2024.3.10.

Петік І. П., Станкевич С. В., Золотухіна О. О., Денисенко М. В., Кібенко Н. Ю., Звягінцева О. В., Самойленко С. І. Аналітичний контроль та стандартизація текстурних характеристик в технології екструдування білково-жирових систем. *Інтегровані технології та енергозбереження*. 2025. № 1. С. 94–102. DOI: 10.20998/2078-5364.2025.1.09.

ДСТУ 7621:2014. Продукти білкові рослинного походження. Макухи та шроти. Метод визначення вмісту вологи та летких речовин. Київ: Мінекономрозвитку України, 2015.

OČENÁŠEK, Jan a VOLDŘICH, Josef. Mathematical modelling of biogenous filter cake and identification of oilseed material parameters. Online. *Applied and Computational Mechanics*. 2009, roč. 3, č. 2, s. 339-350. ISSN 2336-1182.

Köry J., Krupp A. U., Please C. P., Griffiths I. M. Optimising Dead-End Cake Filtration Using Poroelasticity Theory. *Modelling*. 2021. Vol. 2, No. 1. P. 18–42.

Lin S., Huff H. E., Hsieh F. Extrusion Process Parameters, Sensory Characteristics, and Structural Properties of a High Moisture Soy Protein Meat Analog. *Journal of Food Science*. 2002. Vol. 67, No. 3. P. 1066–1072. DOI: 10.1111/j.1365-2621.2002.tb09454.x.

Schmid E.-M., Farahnaky A., Adhikari B., Torley P. J. High Moisture Extrusion Cooking of Meat Analogs: A Review of Mechanisms of Protein Texturization. *Comprehensive Reviews in Food Science and Food Safety*. 2022. Vol. 21, No. 6. P. 4573–4609. DOI: 10.1111/1541-4337.13030.

e-ISSN 2708-9754; ISSN 2307-1699
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, 2026, Вип. 52
AGRICULTURAL MACHINES, 2026, Vol. 52

SUBSTANTIATION OF KNIFE DRUM PARAMETERS OF A ROLLER-CHOPPER BASED ON THE CONDITIONS OF STALK SEVERING ON A SOIL BASE AND PREVENTION OF INTER-KNIFE SPACE CLOGGING

D. Bohatyrov*, V. Salo, S. Leshchenko, O. Yurchenko
Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine

AGRICULTURAL MACHINES
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Key words:
crop residues,
Winkler model,
torque,
specific shear energy,
sunflower.

Article history:
Received 03.11.2026
Reviewed 15.11.2026
Approved 22.11.2026

***Corresponding author:**
bohatyrovdv@kntu.kr.ua

ABSTRACT

Non-driven roller-choppers with knife drums are the simplest means of chopping the residues of tall-stem preceding crops before direct seeding, but their performance is limited by clogging of the space between knives, and the chopping quality depends on how stalks are cut on deformable soil. The aim of the work is to substantiate the knife drum parameters using analytical conditions of stalk severing on a soil base and experimental relationships for the cutting resistance, clogging probability and field orientation of sunflower stalks. A model is developed that combines the conditions of particle length and single-knife contact, the force condition of severing and the linear Winkler elastic foundation model. A condition for severing a stalk on the soil surface is obtained: the bedding coefficient must be not less than the ratio of the specific cutting energy to the product of the loaded stalk length and the stalk diameter. The resistance of sunflower stalks to severing on soil grows linearly with diameter and moisture and decreases with soil hardness; the effective specific cutting energy is 25.3 kJ/m². The resistance component not related to the stalk cross-section decreases from 376 to 240 N as soil hardness rises from 0.8 to 4.0 MPa, which confirms that stalks are pressed into soft soil before severing. The smallest stalk diameter severed on the surface is 63.1, 25.3 and 15.8 mm at bedding coefficients of 2, 5 and 8 N/cm³. The torque on the axle of a 513 mm drum when severing stalks 10–25 mm in diameter is 23.9–72.0 N·m, and as knife penetration increases from 0.01 to 0.03 m, the torque for a 20 mm stalk rises from 47.8 to 60.4 N·m. After the combine, stalks deviate from the row axis with a standard deviation of 7.1°, so with a knife pitch of 0.186 m, 98 % of stalks meet the 0.2 m particle length requirement, and with a pitch of 0.197 m only 83 %. The generalized clogging model based on five experiments has a coefficient of determination of 0.960 and shows that without blade inclination the minimum spread angle is 37.0–48.6° depending on stalk moisture and soil hardness, which agrees with the single-knife contact condition. A spread angle of 45° (eight knives per row) and a blade axis inclination of 5–10° are recommended.

DOI: 10.36910/acm.vi52.2402

To cite this article:
Bohatyrov, D., Salo, V., Leshchenko, S., & Yurchenko, O. (2026). Substantiation of knife drum parameters of a roller-chopper based on the conditions of stalk severing on a soil base and prevention of inter-knife space clogging. *Agricultural Machines*, *52*, 293–305. https://doi.org/10.36910/acm.vi52.2402

e-ISSN 2708-9754; ISSN 2307-1699
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, 2026, Вип. 52
AGRICULTURAL MACHINES, 2026, Vol. 52

УДК 631.31:631.51

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ НОЖОВОГО БАРАБАНА КОТКА-ПОДРІБНЮВАЧА ЗА УМОВАМИ ПЕРЕРІЗАННЯ СТЕБЕЛ НА ҐРУНТОВІЙ ОСНОВІ ТА НЕЗАБИВАННЯ МІЖНОЖОВОГО ПРОСТОРУ

Д.В. Богатирьов*, В.М. Сало, С.М. Лещенко, О.В. Юрченко

Центральноукраїнський національний технічний університет, Кропивницький, Україна

AGRICULTURAL MACHINES
АСМ
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Ключові слова:
пожнивні рештки,
модель Вінклера,
крутний момент,
питома енергія зрізу,
соняшник.

Історія публікації:
Отримано 03.11.2026
Прорецензовано 15.11.2026
Затверджено до друку 22.11.2026

Автор для листування:
bohatyrovdv@kntu.kr.ua

АНОТАЦІЯ

Безприводні котки-подрібнювачі з ножовими барабанами є найпростішими засобами подрібнення решток високостебельних попередників перед прямою сівбою, проте їх працездатність обмежує забивання міжножового простору, а якість подрібнення залежить від умов перерізання стебел на деформівному ґрунті. Мета роботи – обґрунтувати параметри ножового барабана за аналітичними умовами перерізання стебел на ґрунтовій основі та експериментальними залежностями опору перерізанню, ймовірності забивання й орієнтації стебел соняшнику на полі. Розроблено модель, яка поєднує умови довжини частинок і одноножового контакту, силову умову перерізання та лінійну модель пружної основи Вінклера. Отримано умову перерізання стебла на поверхні ґрунту, за якою коефіцієнт постелі має бути не меншим за відношення питомої енергії різання до добутку довжини навантаженої ділянки стебла на його діаметр. Опір стебел соняшнику перерізанню на ґрунті лінійно зростає з діаметром і вологістю та зменшується з твердістю ґрунту; ефективна питома енергія різання становить 25,3 кДж/м². Складова опору, не пов'язана з площею перерізу стебла, зменшується з 376 до 240 Н за зростання твердості ґрунту з 0,8 до 4,0 МПа, що підтверджує втискання стебел у м'який ґрунт до моменту перерізання. Найменший діаметр стебла, що перерізається на поверхні, становить 63,1; 25,3 і 15,8 мм за коефіцієнта постелі 2, 5 і 8 Н/см³. Крутний момент на осі барабана діаметром 513 мм у момент перерізання стебел діаметром 10…25 мм становить 23,9…72,0 Н·м, а зі збільшенням заглиблення ножа з 0,01 до 0,03 м момент для стебла 20 мм зростає з 47,8 до 60,4 Н·м. Стебла після проходу комбайна відхилені від осі рядка із середнім квадратичним відхиленням 7,1°, тому за кроку ножів 0,186 м вимогу до довжини частинок до 0,2 м виконують 98 % стебел, а за кроку 0,197 м – лише 83 %. Узагальнена модель ймовірності забивання за п'ятьма дослідами має коефіцієнт детермінації 0,960 і показує, що без нахилу леза мінімальний кут розхилу становить 37,0…48,6° залежно від вологості стебел і твердості ґрунту, що узгоджується з умовою одноножового контакту. Рекомендовано кут розхилу 45° (вісім ножів у ряду) та нахил осі леза 5…10°.

DOI: 10.36910/acm.vi52.2402

Цитувати цю статтю:
Богатирьов, Д. В., Сало, В. М., Лещенко, С. М., & Юрченко, О. В. (2026). Обґрунтування параметрів ножового барабана котка-подрібнювача за умовами перерізання стебел на ґрунтовій основі та незабивання міжножового простору. *Сільськогосподарські машини*, *52*, 293–305. https://doi.org/10.36910/acm.vi52.2402

СТАН ПИТАННЯ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Зміна клімату супроводжується дефіцитом продуктивної вологи в ґрунті не лише у весняно-літній період, а й узимку. Тому в рослинництві поширюються безполицевий обробіток ґрунту та пряма сівба, які зберігають вологу, але потребують подрібнення значної кількості рослинних решток, що залишаються на полі після збирання високостебельних попередників – кукурудзи та соняшнику. Подрібнені рештки не заважають роботі ґрунтообробних і посівних машин та повертають у ґрунт органічну речовину, а інтенсивність їх розкладання тим вища, чим дрібніші частинки.ня тим вища, чим дрібніші частинки.

Для подрібнення решток застосовують машини з активними приводними та безприводними робочими органами. Найпростішими і найнадійнішими є безприводні котки-подрібнювачі, ножові барабани яких перекочуються по полю, притискають стебла до ґрунту і перерізають їх *(Ashford & Reeves, 2003; Creamer & Dabney, 2002)*. Котки широко застосовують і для знищення покривних культур перед прямою сівбою сої *(Mirsky et al., 2011)*. Порівняння конструкцій барабанів показало, що форма і розташування ножів визначають як повноту перерізання, так і рівень вібрацій, що передаються на трактор. Сучасні дослідження спрямовані на поєднання котка з підрізальними лезами *(Sportelli et al., 2023)* або з нагріванням барабана *(Kornecki & Prior, 2017)*, а для активних робочих органів – на оптимізацію форми лез і режимів роботи за допомогою методу дискретних елементів і планування експерименту *(Hou et al., 2023; Li et al., 2025)*. Аналіз роботи ножів котка під час кочення по ґрунту наведено в *(Шейченко та ін., 2022)*, а результати випробувань серійних котків вітчизняного виробництва – в *(Демидов та ін., 2021)*.7, 8]. Сучасні дослідження спрямовані на поєднання котка з підрізальними лезами *(Sportelli et al., 2023)* або з нагріванням барабана *(Kornecki & Prior, 2017)*, а для активних робочих органів – на оптимізацію форми лез і режимів роботи за допомогою методу дискретних елементів і планування експерименту *(Hou et al., 2023; Li et al., 2025)*. Аналіз роботи ножів котка під час кочення по ґрунту наведено в *(Шейченко та ін., 2022)*, а результати випробувань серійних котків вітчизняного виробництва – в *(Демидов та ін., 2021)*.

Головним недоліком безприводних котків залишається забивання міжножового простору рослинно-ґрунтовою масою. Через нього серійні машини подрібнюють рештки лише до частинок завдовжки близько 0,2 м, що недостатньо для їх швидкого розкладання. У попередній роботі авторів показано, що надійність технологічного процесу визначається параметрами барабана, насамперед кутом між сусідніми ножами *(Сало та ін., 2021)*. Проте для обґрунтування цих параметрів бракує даних про фізико-механічні властивості стебел під час різання саме на ґрунтовій основі та про орієнтацію стебел на поверхні поля в момент їх контакту з лезом.унтовій основі та про орієнтацію стебел на поверхні поля в момент їх контакту з лезом.

Фізико-механічні властивості стебел досліджено переважно на жорсткій опорі. Встановлено, що питома енергія різання стебел кукурудзи залежить від орієнтації стебла відносно леза *(Igathinathane et al., 2010)*, міцність серцевини на зріз зростає з вологістю *(Chen & Qu, 2017)*, а дотичні напруження і питома енергія зрізу стебел соняшнику зростають із вологістю і є більшими в нижній частині стебла *(İnce et al., 2005)*. Зусилля різання стебел у подрібнювачах становить сотні ньютонів і найбільше залежить від кута підходу леза *(Vu et al., 2020)*. У котка-подрібнювача стебло лежить на ґФізико-механічні властивості стебел досліджено переважно на жорсткій опорі. Встановлено, що питома енергія різання стебел кукурудзи залежить від орієнтації стебла відносно леза *(Igathinathane et al., 2010)*, міцність серцевини на зріз зростає з вологістю *(Chen & Qu, 2017)*, а дотичні напруження і питома енергія зрізу стебел соняшнику зростають із вологістю і є більшими в нижній частині стебла *(İnce et al., 2005)*. Зусилля різання стебел у подрібнювачах становить сотні ньютонів і найбільше залежить від кута підходу леза *(Vu et al., 2020)*. У котка-подрібнювача стебло лежить на ґрунті, який під лезом деформується, і якщо опір ґрунту малий, лезо втискає стебло в ґрунт, не перерізаючи його. Для опису взаємодії робочих органів з ґрунтом використовують залежності між тиском і осіданням, найпростішою з яких є лінійна модель пружної основи Вінклера *(Wong, 2008)*. Поєднання такої моделі з експериментальними даними про зусилля перерізання стебел на ґрунті, про забивання міжножового простору та про орієнтацію решток на полі дає змогу

обґрунтувати параметри барабана, що й визначило напрям цього дослірунті, який під лезом деформується, і якщо опір ґрунту малий, лезо втискає стебло в ґрунт, не перерізаючи його. Для опису взаємодії робочих органів з ґрунтом використовують залежності між тиском і осіданням, найпростішою з яких є лінійна модель пружної основи Вінклера *(Wong, 2008)*. Поєднання такої моделі з експериментальними даними про зусилля перерізання стебел на ґрунті, про забивання міжножового простору та про орієнтацію решток на полі дає змогу обґрунтувати параметри барабана, що й визначило напрям цього дослідження.дження.

Мета дослідження: обґрунтування параметрів ножового барабана котка-подрібнювача на основі аналітичних умов перерізання стебел на деформівній ґрунтовій основі та експериментальних залежностей зусилля перерізання стебел соняшнику, ймовірності забивання міжножового простору й орієнтації стебел на поверхні поля.

МАТЕРІАЛИ ТА МЕТОДИ

Теоретична модель. Розрахункову схему наведено на рис. 1. Барабан радіусом R_t (по кінцях ножів) котиться зі швидкістю V і заглиблює ножі в ґрунт на глибину δ. На поверхні ґрунту лежить стебло діаметром d, яке розглядається як циліндр, розташований перпендикулярно до леза. Прийнято, що лезо діє на стебло вертикальною силою, реакція ґрунту пропорційна його осіданню, а швидкісні та інерційні ефекти не враховуються.



Рис. 1 – Розрахункова схема взаємодії ножового барабана зі стеблами на ґрунтовій основі, накладена на фото котка-подрібнювача

Довжину частинок решток визначає крок ножів по колу кочення:

$$l_k = \frac{\pi(D_t - 2\delta)}{z} \leq [l], \quad (1)$$

де l_k – довжина частинки решток, м;

D_t – діаметр барабана по кінцях ножів, м;

δ – глибина заглиблення ножа в ґрунт, м;

z – кількість ножів у ряду, шт.;

$[l]$ – допустима довжина частинок, м (приймають 0,2 м).

Щоб у ґрунті одночасно перебував лише один ніж ряду, кут між сусідніми ножами α має бути не меншим за центральний кут дуги контакту ножа з ґрунтом. Половину цього кута визначає залежність

$$\theta_k = \arccos\left(1 - \frac{\delta}{R_t}\right), \quad (2)$$

де θ_k – половина центрального кута дуги контакту ножа з ґрунтом, рад;

R_t – радіус барабана по кінцях ножів, м.

Тоді умова одноножового контакту має вигляд

$$\alpha \geq 2\theta_k, \quad (3)$$

де α – кут між сусідніми ножами ряду (кут розхилу), рад.

Зусилля перерізання стебла визначено через питому енергію різання, віднесену до площі поперечного перерізу стебла *(Igathinathane et al., 2010)*. Якщо робота різання $e_s \pi d^2/4$ виконується на шляху леза, що дорівнює діаметру стебла, середнє зусилля різання

$$F_c = \frac{\pi e_s d}{4}, \quad (4)$$

де F_c – середнє зусилля перерізання стебла, Н;

e_s – питома енергія різання, Дж/м²;

d – діаметр стебла, м.

Лезо торкається верхньої твірної стебла, коли ніж відхилений від вертикалі на кут φ_c (рис. 1):

$$\cos\varphi_c = \frac{R_t - \delta - d}{R_t}, \quad (5)$$

де φ_c – кут повороту ножа від вертикалі в момент початку різання, рад.

Вертикальна реакція стебла, прикладена до кінця ножа, створює відносно осі барабана момент

$$M_c = F_c R_t \sin\varphi_c, \quad (6)$$

де M_c – крутний момент на осі барабана в момент перерізання стебла, Н·м.

Після підстановки (4) і (5) у (6) отримуємо

$$M_c = \frac{\pi e_s d}{4}\sqrt{R_t^2 - (R_t - \delta - d)^2}. \quad (7)$$

Для безприводного барабана цей момент еквівалентний додатковому горизонтальному зусиллю на осі

$$P_c = \frac{M_c}{R_t - \delta}, \quad (8)$$

де P_c – еквівалентне горизонтальне зусилля на осі барабана, Н;

$R_t - \delta$ – радіус кочення барабана, м.

Ґрунт під стеблом описано лінійною моделлю пружної основи Вінклера [14]:

$$p = qy, \quad (9)$$

де p – тиск ґрунту на стебло, Па;

q – коефіцієнт постелі ґрунту, Н/м³;

y – осідання (глибина втискання) стебла, м.

Під час втискання стебла на глибину $y \leq d$ реакція ґрунту на одиницю довжини стебла дорівнює добутку q на площу зануреного сегмента перерізу

$$A_s(y) = r^2 \arccos\left(1 - \frac{y}{r}\right) - (r - y)\sqrt{2ry - y^2}, \quad (10)$$

де A_s – площа зануреного сегмента поперечного перерізу стебла, м²;

$r = d/2$ – радіус стебла, м.

Сумарна реакція ґрунту на ділянку стебла, навантажену лезом,

$$F_s(y) = qL_cA_s(y), \quad (11)$$

де F_s – реакція ґрунту, Н;

L_c – довжина ділянки стебла, яку лезо притискає до ґрунту, м.

Стебло буде перерізане до повного втискання в ґрунт, якщо реакція ґрунту досягне зусилля різання раніше, ніж стебло зануриться повністю ($y = d$, $A_s = \pi d^2/4$). З (4) і (11) ця умова має вигляд

$$q \geq q_{min}, \quad (12)$$

де q_{min} – мінімальний коефіцієнт постелі ґрунту, за якого стебло перерізається на поверхні, Н/м³:

$$q_{min} = \frac{e_s}{L_c d}. \quad (13)$$

Для заданого ґрунту умову (12) зручно записати відносно діаметра стебла:

$$d_{min} = \frac{e_s}{qL_c}, \quad (14)$$

де d_{min} – найменший діаметр стебла, яке перерізається на поверхні ґрунту, м.

Відносну глибину втискання стебла в момент перерізання y_c/d знаходили чисельно з рівняння $F_s(y_c) = F_c$ методом Брента. Вертикальне навантаження на барабан має забезпечити перерізання стебел усіма ножами, що одночасно перебувають у контакті:

$$G \geq k_z n_c F_c, \quad (15)$$

де G – вертикальне навантаження на барабан, Н;

k_z – коефіцієнт запасу;

n_c – кількість ножів, що одночасно перерізають стебла по ширині захвату, шт.

Стебло, відхилене від напрямку руху на кут ψ, лезо перерізає на частинки завдовжки

$$l_\psi = \frac{l_k}{\cos\psi}, \quad (16)$$

де l_ψ – довжина частинки стебла, відхиленого на кут ψ, м;

ψ – кут відхилення стебла від напрямку руху, град.

Отже, вимогу $l_\psi \leq [l]$ виконують лише стебла, кут відхилення яких не перевищує граничного

$$\psi_{gr} = \arccos\frac{l_k}{[l]}. \quad (17)$$

Експериментальні дослідження. Орієнтацію стебел соняшнику на поверхні поля після проходу зернозбирального комбайна визначали кутоміром (рис. 2, а) як кут відхилення стебла в горизонтальній площині від осі рядка. Результати групували в 11 інтервалів від –25,5 до +25,5°.



Рис. 2 – Обладнання для досліджень: а – кутомір для визначення орієнтації стебел на полі; б – установка з кутовою шкалою для встановлення кута нахилу леза; в – стебло між ножами в ґрунтовому каналі

Ймовірність забивання міжножового простору P, %, визначали на лабораторній установці з ґрунтовим каналом і ножами, кут нахилу осі леза яких відносно осі барабана β встановлювали за кутовою шкалою (рис. 2, б, в), як відносну частоту випадків забивання в серії повторних дослідів. Діаметр стебел соняшнику становив 25 мм. Варіювали кут розхилу α = 15…35° (у досліді за A = 75 %, T = 0,8 МПа – до 40°), кут нахилу осі леза β = 0…20°, вологість стебел A = 15…75 % і твердість ґрунту T = 0,8…4,0 МПа за п’ятьма дворівневими схемами (табл. 2).

Опір стебел соняшнику перерізанню P_{in}, Н, визначали на гідравлічному пресі з V-подібною парою ножів і ящиком ґрунту (рис. 4, а, б) для стебел діаметром d = 10…30 мм, відсортованих за діаметром (рис. 4, в), за твердості ґрунту T = 0,8…4,0 МПа і вологості стебел A = 15…75 %. Стенд із цифровим адаптером крутного моменту (рис. 3) призначено для перевірки залежності (7).



Рис. 3 – Стенд для визначення крутного моменту на осі ножа: а – загальний вигляд; б – ніж над ґрунтовим каналом і адаптер крутного моменту



Рис. 4 – Обладнання для визначення опору перерізанню: а – прес з V-подібною парою ножів і ящиком ґрунту; б – стебло між ножами; в – зразки стебел, розсортовані за діаметром

Експериментальні дані обробляли методом найменших квадратів з оцінкою коефіцієнта детермінації R^2, критерію Фішера F і значущості коефіцієнтів за критерієм Стьюдента (рівень значущості 0,05). Оскільки значення P обмежені межами 0 і 100 %, моделі забивання будували за точками «активної зони» $0 < P < 100$ %, а розрахункові значення обмежували цим інтервалом. Розрахунки виконано в середовищі Python (NumPy, SciPy).

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ОБГОВОРЕННЯ

Опір перерізанню і питома енергія. Опір перерізанню стебел соняшнику на ґрунтовій основі (рис. 7) лінійно зростає з діаметром стебла. За вологості 75 % залежність має вигляд:

$$P_{in} = 406{,}9 - 42{,}4T + 19{,}84d, \quad (18)$$

де P_{in} – опір стебла перерізанню,

T – твердість ґрунту, МПа;

d – діаметр стебла, мм (R^2 = 0,992; F = 1407; n = 25).

За твердості ґрунту 0,8 МПа вплив вологості описує залежність

$$P_{in} = 58{,}8 + 3{,}85A + 21{,}82d, \quad (19)$$

де A – вологість стебел, % (R^2 = 0,991; F = 1182; n = 25).

Взаємодія факторів у моделях (18) і (19) статистично незначуща (p = 0,90 і p = 0,10), а квадратичні моделі підвищують R^2 лише до 0,996 і 0,995, тому для інженерних розрахунків достатньо лінійних залежностей. Порівнявши коефіцієнт при d у (18) із (4), отримуємо ефективну питому енергію різання стебел соняшнику на ґрунті $e_s \approx 25{,}3$ кДж/м². За окремими рівнями твердості ґрунту вона становить 24,9…25,7 кДж/м², а за окремими рівнями вологості за T = 0,8 МПа – від 26,4 (75 %) до 29,7 кДж/м² (15 %). Ці значення більші за максимальну питому енергію зрізу стебел соняшнику на жорсткій опорі 10,08 кДж/м² *(İnce et al., 2005)* і близькі до значення 23,5 кДж/м² для стебел кукурудзи *(Igathinathane et al., 2010)*.

Вільний член залежності опору від діаметра, тобто складова опору, не пов’язана з площею перерізу, зменшується з 376 Н за T = 0,8 МПа до 240 Н за T = 4,0 МПа. Це узгоджується з моделлю (9)–(13): на м’якшому ґрунті частина роботи леза витрачається на втискання стебла в ґрунт до моменту перерізання. Подальші розрахунки виконано для e_s = 25,3 кДж/м².

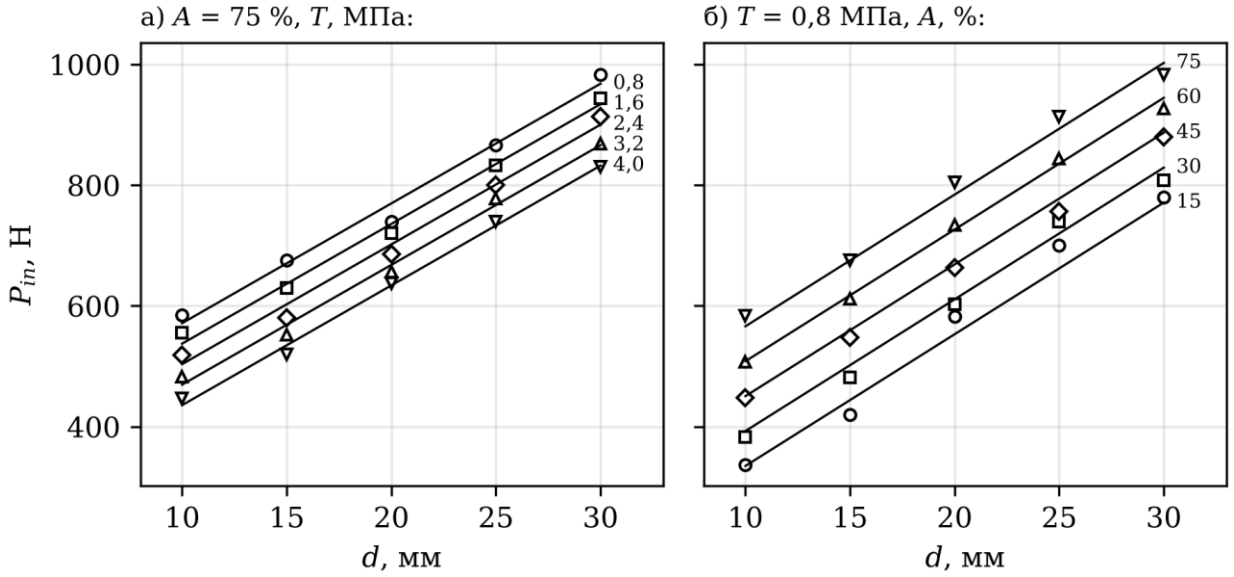


Рис. 7 – Опір стебел соняшнику перерізанню на ґрунтовій основі залежно від діаметра стебла: а – за різної твердості ґрунту; б – за різної вологості стебел (точки – дослід, лінії – залежності (18), (19))

Умови перерізання на ґрунтовій основі. Результати розрахунку за залежностями (4)–(14) наведено в табл. 1 і на рис. 5, 6. Мінімальний коефіцієнт постелі обернено пропорційний діаметру стебла і довжині навантаженої ділянки (рис. 5). Для L_c = 0,2 м стебло діаметром 25 мм перерізається на поверхні, якщо $q \geq$ 5,1 Н/см³, а стебло діаметром 10 мм – лише за $q \geq$ 12,6 Н/см³. Згідно з (14) найменший діаметр стебла, що перерізається на поверхні, становить 63,1; 25,3 і 15,8 мм за q = 2, 5 і 8 Н/см³. Тонші стебла та верхні частини стебел на пухкому ґрунті вдавлюються в ґрунт без перерізання. За q = 8 Н/см³ стебла діаметром 20, 25 і 30 мм у момент перерізання занурюються на 74, 60 і 52 % діаметра, тобто реальна площа різання менша за повний переріз. Оскільки достовірних значень коефіцієнта постелі поверхневого шару ґрунту немає, q = 2…8 Н/см³ і L_c = 0,1…0,4 м розглянуто як параметри.

Таблиця 1 – Розрахункові показники перерізання стебел (e_s = 25,3 кДж/м², δ = 0,02 м)

d, мм	F_c, Н,	q_{min}, Н/см³ (L_c = 0,1 / 0,2 / 0,4 м)	φ_c, град,	M_c, Н·м (D_t = 513 / 480 мм)	P_c, Н (D_t = 513 / 480 мм)
10	198	25,3 / 12,6 / 6,3	28,0	23,9 / 23,0	101 / 105
15	298	16,8 / 8,4 / 4,2	30,3	38,5 / 37,1	163 / 169
20	397	12,6 / 6,3 / 3,2	32,4	54,6 / 52,6	231 / 239
25	496	10,1 / 5,1 / 2,5	34,5	72,0 / 69,4	304 / 315
30	595	8,4 / 4,2 / 2,1	36,4	90,5 / 87,3	383 / 397

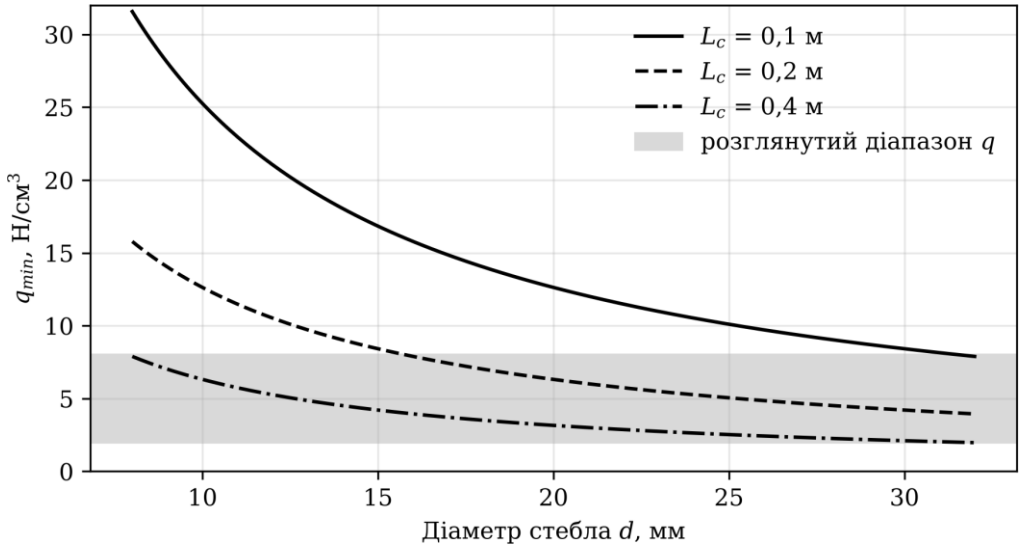


Рис. 5 – Залежність мінімального коефіцієнта постелі ґрунту від діаметра стебла

Крутний момент на осі барабана діаметром 513 мм у момент перерізання (рис. 6, а) становить 23,9…72,0 Н·м для стебел діаметром 10…25 мм (δ = 0,02 м), а еквівалентне горизонтальне зусилля (рис. 6, б) – 101…304 Н. Зі збільшенням заглиблення ножа з 0,01 до 0,03 м момент для стебла 20 мм зростає з 47,8 до 60,4 Н·м. Імпульси моменту від перерізання товстих стебел є джерелом нерівномірності кочення барабана, що узгоджується з даними про вібрації котків *(Kornecki et al., 2006)*.

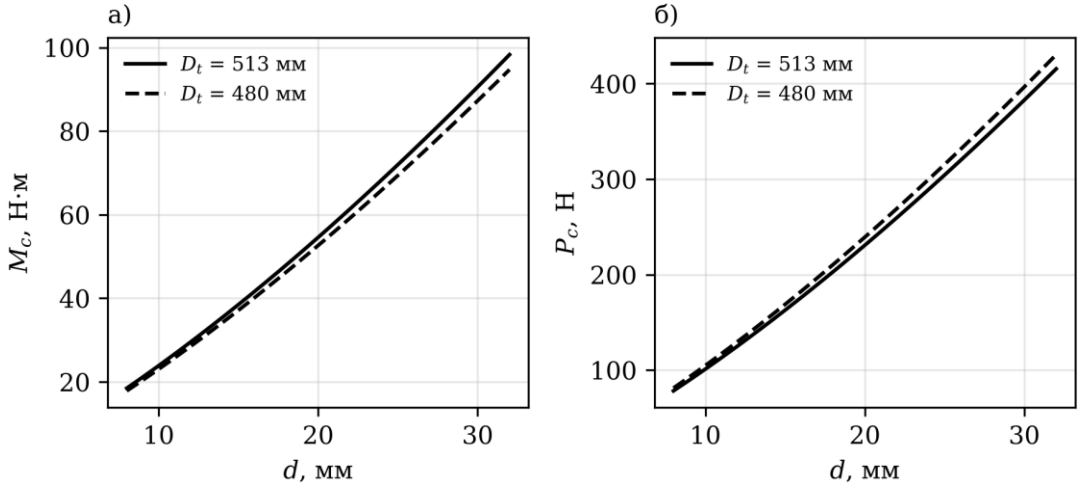


Рис. 6 – Залежність крутного моменту (а) і еквівалентного горизонтального зусилля (б) від діаметра стебла

Орієнтація стебел і довжина частинок. Розподіл стебел соняшнику за кутом відхилення від осі рядка (рис. 8) симетричний: середнє значення становить −0,1°, середнє квадратичне відхилення – 7,1°; 69 % стебел відхилені не більше ніж на 5,5°, а 89 % – не більше ніж на 10,5°. За (17) для барабана з D_t = 513 мм і z = 8 (l_k = 0,186 м) граничний кут ψ_{gr} = 21,8°, і вимогу до довжини частинок виконують 98 % стебел. Для барабана з D_t = 480 мм і z = 7 (l_k = 0,197 м) ψ_{gr} = 9,1°, і частка таких стебел знижується до 83 %. Отже, за руху котка вздовж рядків попередника кількість ножів у ряду слід обирати з умовою $l_k \leq$ 0,186 м.

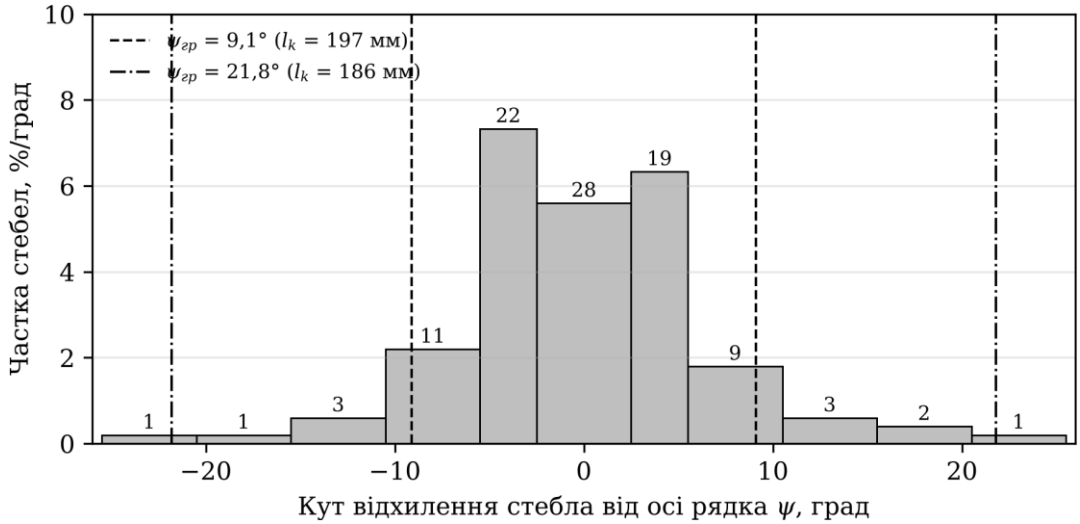


Рис. 8 – Розподіл стебел соняшнику за кутом відхилення від осі рядка після проходу комбайна (числа над стовпцями – частка стебел в інтервалі, %)

Забивання міжножового простору. Результати оброблення окремих дослідів наведено в табл. 2. За всіх умов ймовірність забивання зменшується зі збільшенням кутів α і β та твердості ґрунту і зростає з вологістю стебел. Вплив кутів α і β близький за силою: коефіцієнти становлять відповідно −2,86…−3,70 і −3,09…−3,89 %/град. Зведення результатів п’яти дослідів (n = 96 точок активної зони) дало узагальнену модель:

Таблиця 2 – Моделі ймовірності забивання міжножового простору за окремими дослідами (активна зона 0 < P < 100 %)

Дослід	Умови	Рівняння регресії	R^2	F	n
1	A = 75 %; T = 4,0 МПа	P = 163,5 − 3,70α − 3,89β	0,941	104,4	16
2	A = 75 %; T = 0,8 МПа	P = 157,5 − 3,09α − 3,40β	0,918	89,7	19
3	A = 15 %; T = 4,0 МПа	P = 111,1 − 2,86α − 3,09β	0,963	155,2	15
4	A = 70 %; β = 0	P = 169,4 − 3,56α − 3,75T	0,966	239,4	20
5	T = 4,0 МПа; β = 0	P = 119,0 − 3,38α + 0,419A	0,991	1216	24

$$P = 132{,}7 - 3{,}37\alpha - 3{,}42\beta + 0{,}451A - 3{,}75T, \quad (20)$$

де P – ймовірність забивання міжножового простору, %;

α – кут розхилу, град;

β – кут нахилу осі леза відносно осі барабана, град;

A – вологість стебел, %;

T – твердість ґрунту, МПа (R^2= 0,960; F = 548; усі коефіцієнти значущі, p < 0,001).

Порівняння розрахункових і експериментальних значень наведено на рис. 9, б. Із (20) за умови P = 0 мінімальний кут розхилу визначається за формулою:

$$\alpha_{min} = \frac{132{,}7 - 3{,}42\beta + 0{,}451A - 3{,}75T}{3{,}37}. \quad (21)$$

Залежність (21) показано на рис. 9, а. Без нахилу осі леза (β = 0) мінімальний кут розхилу становить 37,0° для сухих стебел на твердому ґрунті (A = 15 %, T = 4,0 МПа) і 48,6° для вологих

стебел на м'якому ґрунті (A = 75 %, T = 0,8 МПа). Ці значення відповідають умові одноножового контакту (3): для D_t = 513 мм і δ = 0,015…0,03 м подвоєний кут контакту $2\theta_k$ становить 39…56°. Отже, забивання виникає тоді, коли в ґрунті одночасно перебувають два ножі ряду. Нахил осі леза на кожен градус зменшує потрібний кут розхилу приблизно на 1°: за β = 10° і найгірших умов (A = 75 %, T = 0,8 МПа) α_{min} = 38,4°, а за β = 20° – 28,2°.

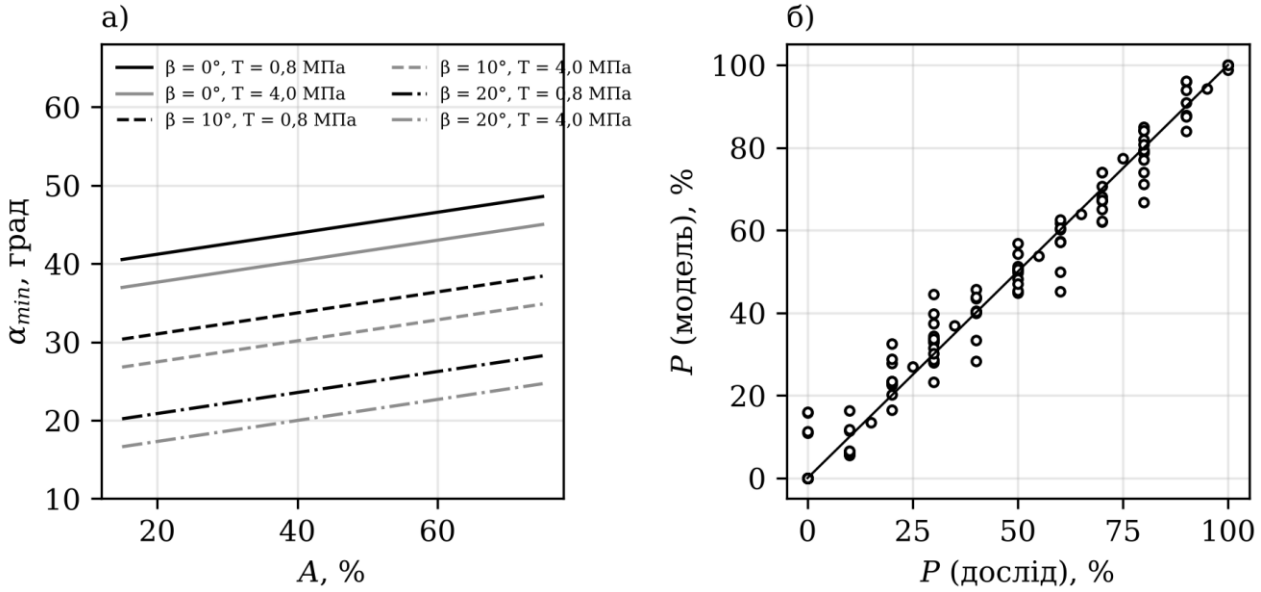


Рис. 9 – Мінімальний кут розхилу за моделлю (21) (а) і порівняння розрахункової та експериментальної ймовірності забивання (б)

Отримані результати дають змогу обґрунтувати параметри барабана: кут розхилу 45° (z = 8) з нахилом осі леза 5…10° забезпечує роботу без забивання в усьому дослідженому діапазоні умов, а крок ножів 0,186 м – частку частинок до 0,2 м не менше 98 % за руху вздовж рядків. Обмеження роботи пов'язані з лінійністю моделей (9) і (20), фіксованим діаметром стебел у дослідах із забиванням і тим, що коефіцієнт постелі ґрунту та довжину навантаженої ділянки стебла розглянуто як параметри. Їх визначення на розробленому обладнанні є напрямом подальших досліджень.

ВИСНОВКИ

1. Розроблено модель перерізання стебла ножем барабана котка-подрібнювача на деформівній ґрунтовій основі. Отримано умову перерізання стебла на поверхні ґрунту $q \geq e_s/(L_c d)$: за L_c = 0,2 м найменший діаметр стебла, що перерізається на поверхні, становить 63,1; 25,3 і 15,8 мм за коефіцієнта постелі 2, 5 і 8 Н/см³.

2. Опір стебел соняшнику перерізанню на ґрунті лінійно зростає з діаметром і вологістю та зменшується з твердістю ґрунту (R^2 = 0,991…0,992). Ефективна питома енергія різання становить 25,3 кДж/м², а складова опору, не пов'язана з площею перерізу, зменшується з 376 до 240 Н за зростання твердості ґрунту з 0,8 до 4,0 МПа.

3. Крутний момент на осі барабана діаметром 513 мм у момент перерізання стебел діаметром 10…25 мм становить 23,9…72,0 Н·м, еквівалентне горизонтальне зусилля – 101…304 Н.

4. Стебла соняшнику після проходу комбайна відхилені від осі рядка із середнім квадратичним відхиленням 7,1°; за кроку ножів 0,186 м вимогу до довжини частинок до 0,2 м виконують 98 % стебел, за кроку 0,197 м – 83 %.

5. Узагальнена модель ймовірності забивання (20) (R^2 = 0,960) показує, що мінімальний кут розхилу без нахилу леза становить 37,0…48,6° залежно від вологості стебел і твердості ґрунту, що узгоджується з умовою одноножового контакту. Рекомендовано кут розхилу 45° (8 ножів у ряду) і нахил осі леза 5…10°.

СПИСОК ПОСИЛАНЬ

Ashford, D. L., & Reeves, D. W. (2003). Use of a mechanical roller-crimper as an alternative kill method for cover crops. American Journal of Alternative Agriculture, 18(1), 37–45.

Chen, Z., & Qu, G. (2017). Shearing characteristics of corn stalk pith for separation. BioResources, 12(2), 2296–2309. https://doi.org/10.15376/biores.12.2.2296-2309

Creamer, N. G., & Dabney, S. M. (2002). Killing cover crops mechanically: Review of recent literature and assessment of new research results. American Journal of Alternative Agriculture, 17(1), 32–40. https://doi.org/10.1079/AJAA20014

Hou, S., Xue, D., Ji, Z., Zhou, C., & Chen, H. (2023). Parameter combination optimization of the lateral straw clearing and throwing knife based on discrete element simulation. Agronomy, 13(4), 1059. https://doi.org/10.3390/agronomy13041059

Igathinathane, C., Womac, A. R., & Sokhansanj, S. (2010). Corn stalk orientation effect on mechanical cutting. Biosystems Engineering, 107(2), 97–106. https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2010.07.005

İnce, A., Uğurluay, S., Güzel, E., & Özcan, M. T. (2005). Bending and shearing characteristics of sunflower stalk residue. Biosystems Engineering, 92(2), 175–181. https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2005.07.003

Kornecki, T. S., Price, A. J., & Raper, R. L. (2006). Performance of different roller designs in terminating rye cover crop and reducing vibration. Applied Engineering in Agriculture, 22(5), 633–641.

Kornecki, T. S., Price, A. J., Raper, R. L., & Arriaga, F. J. (2009). New roller crimper concepts for mechanical termination of cover crops in conservation agriculture. Renewable Agriculture and Food Systems, 24(3), 165–173. https://doi.org/10.1017/S1742170509002580

Kornecki, T. S., & Prior, S. A. (2017). A heated roller-crimper for terminating cover crops in small-scale agricultural systems. Chemical Engineering Transactions, 58, 181–186. https://doi.org/10.3303/CET1758031

Li, S., Diao, P., Li, X., Zhao, Y., & Zhao, H. (2025). Design and optimization for straw treatment device using discrete element method (DEM). Agriculture, 15(2), 152. https://doi.org/10.3390/agriculture15020152

Mirsky, S. B., Curran, W. S., Mortensen, D. M., Ryan, M. R., & Shumway, D. L. (2011). Timing of cover-crop management effects on weed suppression in no-till planted soybean using a roller-crimper. Weed Science, 59(3), 380–389. https://doi.org/10.1614/WS-D-10-00101.1

Sportelli, M., Frasconi, C., Gagliardi, L., Fontanelli, M., Raffaelli, M., Sbrana, M., Antichi, D., & Peruzzi, A. (2023). Testing of roller-crimper-and-undercutting-blade-equipped prototype for plants termination. AgriEngineering, 5(1), 182–192. https://doi.org/10.3390/agriengineering5010013

Vu, V.-D., Nguyen, T.-T., Chu, N.-H., Ngo, Q.-H., Ho, K.-T., & Nguyen, V.-D. (2020). Multiresponse optimization of cutting force and cutting power in chopping agricultural residues using grey-based Taguchi method. Agriculture, 10(3), 51. https://doi.org/10.3390/agriculture10030051

Wong, J. Y. (2008). Theory of ground vehicles (4th ed.). John Wiley & Sons.

Демидов, С., Стародубцева, М., & Савицька, О. (2021). Аналіз випробувань котків виробництва ПрАТ «Бердянські жниварки» (Analysis of tests of rollers manufactured by PJSC “Berdiansk Reapers”). Техніка і технології АПК (Machinery and Technologies of Agro-Industrial Complex), (3), 9–12.

Сало, В. М., Лещенко, С. М., & Богатирьов, Д. В. (2021). Вплив параметрів барабана для подрібнення рослинних решток на надійність протікання технологічного процесу (Influence of the parameters of a drum for chopping plant residues on the reliability of the technological process). Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин (Design, Production and Operation of Agricultural Machines), (51), 70–77. https://doi.org/10.32515/2414-3820.2021.51.70-77

Шейченко, В. О., Вольський, В. А., Коцюбанський, Р. В., Скоряк, Ю. Б., & Прілєпо, Н. В. (2022). Аналіз роботи ножів котка-подрібнювача за умови його кочення по ґрунту (Analysis of the operation of roller-chopper knives when rolling on soil). Scientific Progress & Innovations, (2), 296–306. https://doi.org/10.31210/visnyk2022.02.35

Інформація для авторів та читачів

Усі статті, що публікуються у журналі, проходять обов'язкове рецензування, яке здійснюється за анонімною формою як для авторів, так і для рецензентів (подвійне сліпе рецензування).

Унікальність текстів публікацій перевіряється за допомогою системи пошуку ознак плагіату Unicheck.

За достовірність викладених у статті фактів, цитат та інших відомостей відповідальність несе автор (автори).

Авторські права: за авторами зберігаються усі авторські права та права на видання без обмежень.

Журнал дозволяє користувачам: читати, завантажувати, копіювати, поширювати, друкувати та посилатися на повні тексти статей за умови зазначення авторства.

***

Information for authors and readers

All the articles that are published in the Journal must be peer reviewed. It is conducted anonymous both for authors and reviewers (double blind peer review).

The uniqueness of the texts of publications is checked with using the Unicheck plagiarism signs search system.

The authors take responsibilities for the reliability of stated facts, quotations and others statements in the articles.

Author's rights: the authors retained all copyrights and publishing rights with no limited publications.

The Journal allows users: to read, download, copy, distribute type and refer to the whole articles upon conditions of affiliation.

e-ISSN 2708-9754; ISSN 2307-1699
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ, 2026, Вип. 52
AGRICULTURAL MACHINES, 2026, Vol. 52

AGRICULTURAL MACHINES

АСМ

СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

НАУКОВО-ПРАКТИЧНЕ ВИДАННЯ

СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Випуск 52

ЖУРНАЛ
«СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ»
Луцький національний технічний університет
вул. Львівська, 75, Луцьк, 43018, Україна
e-mail: agrmash@lutsk-ntu.com.ua
http://eforum.lntu.edu.ua/index.php/jurnal32

JOURNAL
«AGRICULTURAL MACHINES»
Lutsk National Technical University
75 Lvivska st., Lutsk, 43018, Ukraine
e-mail: agrmash@lutsk-ntu.com.ua
http://eforum.lntu.edu.ua/index.php/jurnal32

Відповідальний за випуск: С.М. Хомич
Комп'ютерна верстка: Р.А. Хлопецький

Підписано до друку 20.11.2026 р., формат 60×84/8.
Ум. друк. арк. 16,51. Наклад 100.

Друк ПП Іванюк В.П.
43021 м. Луцьк, вул. Винниченка, 65
Свідоцтво Держкомінформу України ВЛН № 31 від 04.02.2004 р.

Зареєстровано Національною радою України з питань телебачення і радіомовлення, рішення № 40 від 11.01.2024 року, ідентифікатор медіа R30-02454.