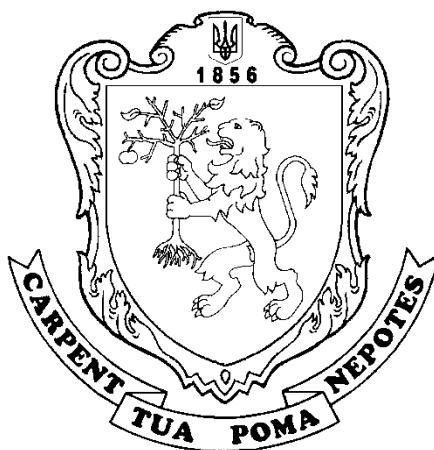


**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

## **ВІСНИК**

**ЛЬВІВСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО  
АГРАРНОГО УНІВЕРСИТЕТУ**

**Агроінженерні дослідження  
№ 22**



**Львів 2018**

**Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження. 2018. № 22. 200 с.**

Викладено результати теоретичних та експериментальних досліджень, а також огляди в галузі агроінженерії щодо: вивчення властивостей сільськогосподарських матеріалів і ґрунтів; наукових засад створення нової техніки та технологій; механізації та автоматизації процесів і операцій агропромислового виробництва; сучасних технологій і технологічних процесів галузевого машинобудування; надійності та ефективного технічного сервісу машин; енергетики (передовсім відновлюваної); застосування інформаційних систем, а також управління проектами та програмами в агроінженерії; моделювання процесів, технологічних і виробничих систем (вирощування, транспортування, зберігання, первинної переробки сільськогосподарської продукції); інженерних аспектів екологічної безпеки та безпеки праці в агропромисловому виробництві.

Для наукових працівників, фахівців агропромислового виробництва, аспірантів і магістрів, а також студентів інженерних спеціальностей.

*Рекомендовано до друку вченою радою  
Львівського національного аграрного університету  
(протокол № 4 від 20.12.2018 р.)*

**Головний редактор**

**Роман КУЗЬМІНСЬКИЙ**, д. т. н., доцент, Львівський національний аграрний університет, Україна

**Редакційна колегія:**

Степан КОВАЛИШИН, к. т. н., професор, Львівський національний аграрний університет, Україна (заступник головного редактора);

Вадим ПТАШНИК, к. т. н., доцент, Львівський національний аграрний університет, Україна (адміністратор випуску);

Михайло БАБИЧ, к. т. н., доцент, Львівський національний аграрний університет, Україна (відповідальний секретар);

Олег КАЛАХАН, д. т. н., професор, Львівський національний аграрний університет, Україна;

Іван КЕРНИЦЬКИЙ, д. т. н., професор, Львівський національний аграрний університет, Україна;

Сергій КОРОБКА, к. т. н., доцент, Львівський національний аграрний університет, Україна;

Степан МЯГКОТА, д. ф.-м. н., професор, Львівський національний аграрний університет, Україна;

Анатолій ТРИГУБА, д. т. н., в. о. професора, Львівський національний аграрний університет, Україна;

Сергій ХАРЧЕНКО, д. т. н., професор, Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка, Україна;

Андрій ЧАБАН, д. т. н., професор, Львівський національний аграрний університет, Україна;

Алі Аль-ЗУБЕДІ, Університет Вавилона, Ірак;

Павел ФІНДУРА, Словацький сільськогосподарський університет в Нітрі, Словаччина;

Мукрімін ПЮНЕЙ, Університет Гіресун, Туреччина;

Витеніс ЯНКАУСКАС, професор, Університет Вітаутаса Магнуса, Литва;

Тадеуш ЮЛШЕВСЬКИЙ, професор, Університет сільського господарства у Кракові, Польща;

Анатолій КАРТАШЕВИЧ, д. т. н., професор, Білоруська державна орденів Жовтневої Революції і Трудового Червоного Прапора сільськогосподарська академія, Білорусь;

Павел КЄЛБАСА, доктор наук, Університет сільського господарства у Кракові, Польща;

Павел МАХАЛ, Університет Менделя в Брно, Чехія;

Тілл МЕЙНЕЛ, Кельнський університет прикладних наук, Німеччина;

Юрій МЕЛЬНИК, д. т. н., Державний аграрний університет Молдови, Молдова;

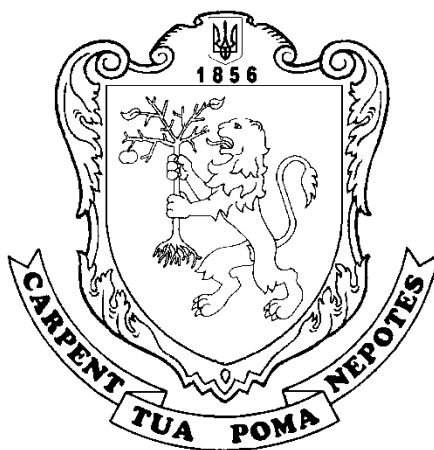
Мітко НІКОЛОВ, Русенський університет імені Ангела Канчева, Болгарія;

Ян ТЮРАН, доктор наук, професор, Університет Нови-Сад, Сербія

MINISTRY OF EDUCATION AND SCIENCE OF UKRAINE  
LVIV NATIONAL AGRARIAN UNIVERSITY

**JOURNAL**  
OF LVIV NATIONAL  
AGRARIAN UNIVERSITY

**Agroengineering research**  
№ 22



Lviv 2018

**Journal of Lviv National Agrarian University: agroengineering research. 2018. № 22. 200 p.**

The results of theoretical and experimental researches as well as reviews in the field of agroengineering concerning: the study of the properties of agricultural materials and soils; of scientific principles of creation of new machines and technologies; of mechanization and automation of processes and operations of agro-industrial production; of modern technologies and technological processes of branch engineering; of reliability and efficient technical service of machines; of energy (particularly renewable); of applying information systems in agroengineering, as well as project and program management; of simulation of processes, technological and production systems (growing, transportation, storage, primary processing of agricultural products); of engineering aspects of environmental safety and labor safety in agroindustrial production are presented.

Intended for researchers, specialists in agro-industrial production, graduate students and masters, as well as students of engineering specialties.

*Recommended for publication by the Academic Council  
of Lviv National Agrarian University  
(minutes No. 4 dated 20.12.2018)*

**Editor-in-Chief**

**Roman KUZMINSKYJ**, Lviv National Agrarian University, Ukraine

**Editorial Board:**

Stephan KOVALYSHYN, Lviv National Agrarian University, Ukraine (Deputy Editor-in-Chief);  
Vadym PTASHNYK, Lviv National Agrarian University, Ukraine (Release Manager);  
Mykhailo BABYCH, Lviv National Agrarian University, Ukraine (Executive Secretary);  
Oleh KALAKHAN, Lviv National Agrarian University, Ukraine;  
Ivan KERNYTSKYI, Lviv National Agrarian University, Ukraine;  
Sergiy KOROBYKA, Lviv National Agrarian University, Ukraine;  
Stephan MYAGKOTA, Lviv National Agrarian University, Ukraine;  
Anatoliy TRYHUBA, Lviv National Agrarian University, Ukraine;  
Sergiy KHARCHENKO, Kharkiv Petro Vasylenko National Technical University of Agriculture, Ukraine;  
Andriy CHABAN, Lviv National Agrarian University, Ukraine;  
Ali Al-ZUBIEDY, University of Babylon, Iraq;  
Pavel FINDURA, Slovak University of Agriculture in Nitra, Slovak Republic;  
Mukrimin GUNEY, Giresun University, Turkey;  
Vytenis JANKAUSKAS, Vytautas Magnus University, Lithuania;  
Tadeusz JULISZEWSKI, University of Agriculture in Krakow, Poland;  
Anatoly KARTASHEVICH, Belarusian State of the Orders of the October Revolution and the Order of the Labour Red Banner Agricultural Academy, Belarus;  
Pawel KIELBASA, University of Agriculture in Krakow, Poland;  
Pavel MÁCHAL, Mendel University in Brno, Czech Republic;  
Till MEINEL, Cologne University of Applied Sciences, Germany;  
Yuri MELNIK, State Agrarian University of Moldova, Moldova;  
Mitko NIKOLOV, Angel Kanchev' University of Ruse, Bulgaria;  
Jan TURAN, University of Novi Sad, Serbia



**ФІЗИКО-МЕХАНІЧНІ ТА ТЕХНОЛОГІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ ҐРУНТІВ,  
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАТЕРІАЛІВ І СИРОВИНИ**

---

УДК 681.513

**ФУНКЦІОНАЛЬНА СТРУКТУРА ІНФОРМАЦІЙНО-ТЕХНІЧНОЇ СИСТЕМИ  
ОПЕРАТИВНОГО МОНІТОРИНГУ АГРОБІОЛОГІЧНОГО СТАНУ  
ҐРУНТОВОГО СЕРЕДОВИЩА**

**Олександр Броварець, к. т. н.**

*Київський кооперативний інститут бізнесу і права,*

*вул. Ломоносова, 18, м. Київ, Україна,*

*e-mail: brovaretsnau@ukr.net*

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2018.01.005>

**Постановка проблеми.** Існуючі способи керування агробіологічним станом ґрунтового середовища та відбором проб ґрунту за наявними методиками не враховують варіабельності параметрів ґрунтового середовища на площі сільськогосподарських угідь [1]. Для реалізації технології диференційованого внесення технологічного матеріалу переважно використовують спрощений спосіб рівномірного розбиття поверхні поля на однакові квадрати (переважно площею 5...15 га) для подальшої діагностики та керування станом поля [2]. З одного боку, такий поділ поверхні поля зумовлений зручністю та простотою його використання, з іншого – відсутністю достовірних оперативних даних про поле та, відповідно, інструменту для поділу поля за іншими критеріями на основі вихідних даних [3]. У разі використання цього способу до умовно однакового квадрата на полі можуть потрапляти ділянки, що суттєво відрізняються за значеннями контрольованих параметрів, а середні їх значення для квадрата не відображатимуть реальних параметрів окремих ділянок [4]. Спосіб рівномірного розбиття поверхні поля на однакові квадрати не враховує специфіки поля та зон неоднорідності. Це спричинює низьку достовірність отриманих даних, а відповідно й обмежені можливості застосування таких даних для якісного керування технологічними процесами з використанням технології диференційованого внесення технологічного матеріалу [5]. Адже в межах одного квадрата значення певних параметрів ґрунтового середовища будуть занижені, а деяких – завищені [6]. Диференційоване керування нормою внесення технологічного матеріалу в межах квадрата здійснюватиметься саме на підставі середнього значення

параметрів, а тому такий спосіб реалізації диференційованого внесення технологічного матеріалу буде неефективним [7].

За цих умов виникає необхідність пошуку ефективнішого способу оперативного моніторингу агробіологічного стану сільськогосподарських угідь [8].

Одним із найефективніших способів оперативного моніторингу агробіологічного стану сільськогосподарських угідь є вимірювання електропровідних характеристик ґрунтового середовища [9]. Електропровідні властивості ґрунтового середовища є комплексним показником його агробіологічного стану, який враховує твердість, вологість, вміст поживних речовин у ґрунті, насиченість основами, ємність катіонного обміну тощо [10].

Високий вміст води, солей та поживних речовин у ґрунті сприяє підвищенню показників електропровідності ґрунтового середовища в межах одного поля, що реєструється інформаційно-технічною системою локального оперативного моніторингу агробіологічного стану сільськогосподарських угідь [11]. Така інформація дозволяє виділити зони варіабельності ґрунтового середовища та надалі здійснювати керування агробіологічним станом сільськогосподарських угідь з урахуванням зон неоднорідності [12].

Ставиться завдання отримання оперативних достовірних даних про агробіологічний стан ґрунтового середовища за допомогою зменшення похибки під час визначення електропровідних властивостей ґрунту [14]. Для виконання означеного завдання використовують інформаційно-технічну систему локального оперативного моніторингу агробіологічного стану сільськогос-

подарських угідь за допомогою вимірювання електропровідності ґрунтів [16]. Для перевірки ефективності функціонування інформаційно-технічних систем локального оперативного моніторингу агробіологічного стану сільськогосподарських угідь та достовірності отриманих даних проведено фізичне моделювання електропровідності ґрунтів [15].

Обґрунтовано вимоги до функціональної структури інформаційно-технічної системи локального оперативного моніторингу агробіологічного стану сільськогосподарських угідь [18]. Інформаційно-технічну систему локального оперативного моніторингу агробіологічного стану сільськогосподарських угідь використовують: перед виконанням технологічної операції, одночасно з виконанням технологічної операції (сівба, внесення мінеральних добрив тощо), упродовж вегетації та після збирання врожаю [13]. У цьому сенсі особливої актуальності набуває розробка та використання принципово нового класу сільськогосподарських машин – інформаційно-технічних систем оперативного моніторингу стану сільськогосподарських угідь [17]. Це відкриває нові перспективи до ведення органічного землеробства з використанням «розумних» сільськогосподарських машин [20].

Тому важливим завданням є розробка та обґрунтування функціональної структури сучасної інформаційно-технічної системи оперативного моніторингу стану сільськогосподарських угідь [19].

#### **Аналіз останніх досліджень і публікацій.**

Відомо, що структура ґрунту змінюється в значних межах. Фізичні властивості ґрунту мають безпосередній вплив на ємність катіонного обміну, урожайність тощо. Поживні речовини, що містяться у ґрунтах, використовуються рослиною, і їхній вміст у ґрунті зменшується. Загальноприйнятою характеристикою вмісту поживних речовин у ґрунті є вміст азоту, наявність якого значною мірою визначає урожайність. Картографію ґрунтової електричної провідності широко використовують як ефективний засіб відображення структури ґрунту та інших його властивостей [5].

Швидкий опис мінливості сільськогосподарських угідь – важливий компонент для зональних методів управління [6].

*Сучасні методи та засоби реєстрації властивостей ґрунту.* Очевидно, що для правильної організації управління якістю навколишнього природного середовища абсолютно необхідною умовою є організація системи ефек-

тивного моніторингу. Для оцінки стану навколишнього середовища важлива об'єктивна оперативна інформація про критичні чинники антропогенної дії, про фактичний і майбутній стан біосфери. Існує проблема організації спеціальних систем спостережень, контролю та оцінки стану природного середовища (моніторингу) як у місцях інтенсивної антропогенної дії, так і в глобальному масштабі [3]. Важливе значення, зокрема, має реєстрація електропровідних характеристик ґрунту.

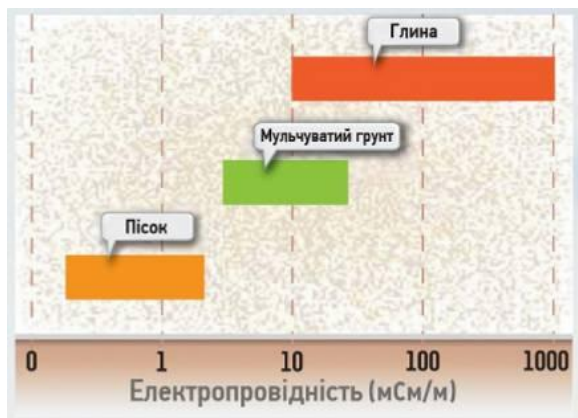
Електропровідність ґрунту (*soil conductivity*) – це його здатність проводити електричний струм. Електропровідність матеріалів вимірюють у сименсах (См). Кількісною мірою здатності проводити електричний струм є питома електропровідність, яку вимірюють у сименсах на метр (См/м), щодо електропровідності ґрунту використовують переважно мілісименси на метр (мСм/м).

Візуальна оцінка ґрунту дозволяє легко виявити колірні відмінності, але не дає кількісного значення і пояснення суті колірних відмінностей. Карти електропровідності ґрунту показують значення питомої електропровідності в мілісименсах на метр (мСм/м), що дозволяє знаходити та однаковим чином обробляти ділянки зі схожими показниками електропровідності. Як показали численні лабораторно-польові дослідження, існує кореляційна залежність між параметрами електропровідності та вмістом поживних речовин у ґрунті за певних значень його вологості та твердості залежно від гранулометричного складу ґрунту.

Електромагнітні характеристики ґрунту об'єднують багато його властивостей, що впливають на урожайність сільськогосподарських культур. До них належать вміст ґрунтової вологи, гранулометричний склад ґрунту, засоленість, вміст обмінних катіонів кальцію і магнію тощо. Електромагнітні характеристики ґрунту не дають змоги безпосередньо виміряти вміст поживних речовин, але показують варіативність важливих характеристик, таких як структура ґрунту і вміст обмінних катіонів. Ця варіативність занадто важлива, щоб її ігнорувати, і повинна враховуватися під час відбору проб (рис. 1) [18].

Найпоширенішим засобом для моніторингу агробіологічного стану ґрунтового середовища за допомогою вимірювання його електропровідних характеристик є картографування ґрунту пристроєм EC Veris 3100 (рис. 2). Його під'єднують до позашляховика, який оснащено бортовим комп'ютером з технологією паралельного водіння, GPS-приймачем та причіпним агрегатом із дисками (з розміщеними дисками-електродами). Під

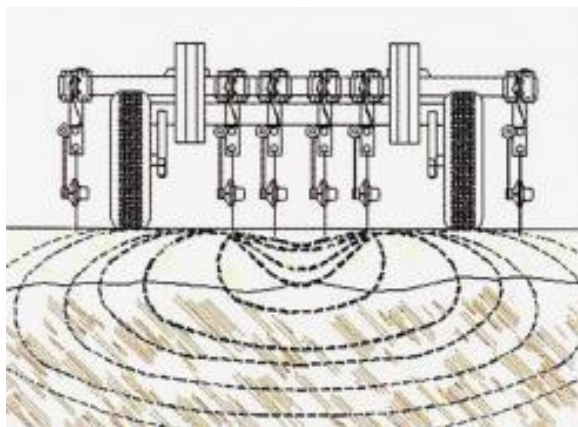
час вимірювань агрегат рухається полем із зануреними в ґрунт на глибину 2...5 см дисками. Одна пара ізольованих електродів вводить електричний струм у ґрунт, а інша пара вимірює зміну напруги, яка буде відрізнитися залежно від опору ґрунту (наприклад, глина проводить струм краще, ніж мул або пісок) [4].



**Рис. 1.** Електропровідність ґрунту [18]  
**Fig. 1.** Electrical conductivity of soil [18]



*a*



*b*

**Рис. 2.** Пристрій EC Veris 3100:  
*a* – загальний вигляд; *b* – схема вимірювання  
**Fig. 2.** Device EC Veris 3100:  
*a* – general view; *b* – measurement scheme

Заміри електропровідності поєднуються з даними GPS і наочно відображаються у вигляді карти. Veris 3100 використовує два промені електропровідності для картографування двох глибин ґрунтів (0...30,5 см і 0...91,5 см) одночасно.

Таким чином, пристрій Veris 3100 формує два набори карт: карту поверхневого шару (30,5 см) і карту, що охоплює кореневу зону (91,5 см). Карту поверхневого шару найчастіше використовують для вибору місць забору проб, а карту кореневої зони – для визначення норми внесення добрив (особливо азотних) [5].

**Постановка завдання.** Метою досліджень є розробка ефективної інформаційно-технічної системи оперативного моніторингу стану сільськогосподарських угідь.

**Виклад основного матеріалу.** Інформаційно-технічна система оперативного моніторингу стану ґрунтового середовища – це пристрій для визначення електропровідних властивостей ґрунтового середовища конструкції Олександра Броварця, який може працювати з ручними пристроями, розміщуватися на транспортних засобах високої прохідності, розміщуватися на сільськогосподарських та енергетичних засобах, які виконують технологічну операцію, що дозволяє отримувати оперативні дані про агробіологічний стан ґрунтового середовища та приймати оперативні рішення щодо керування нормою внесення технологічного матеріалу (насіння, мінеральних добрив тощо).

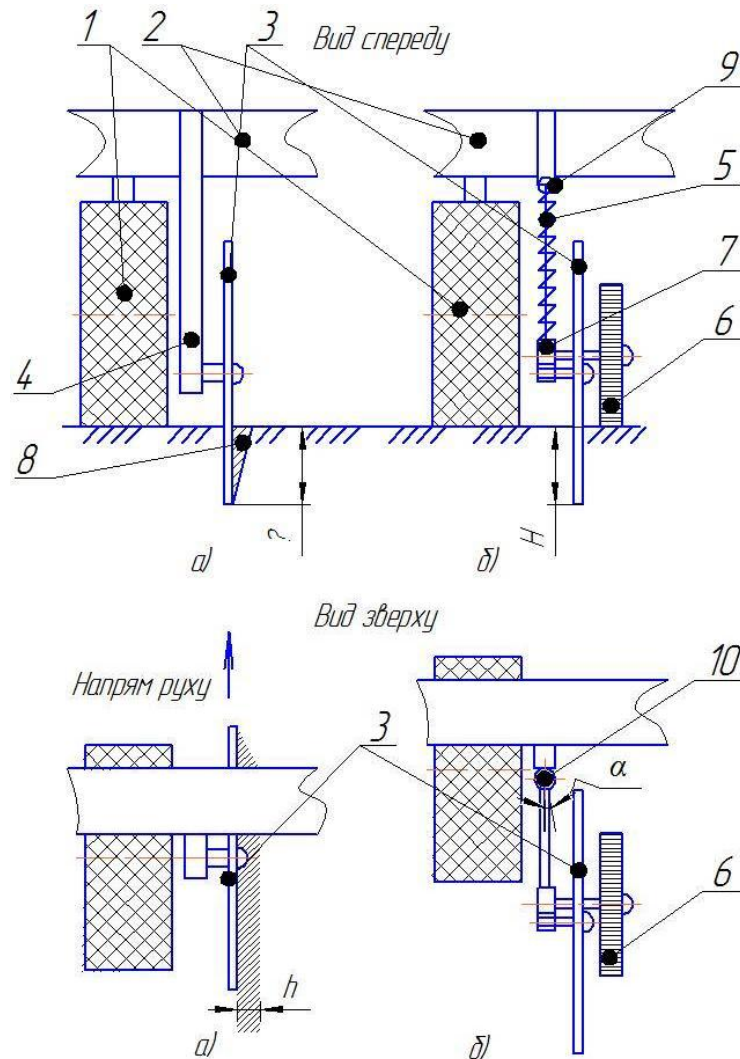
Найпопулярнішим пристроєм для моніторингу електропровідних характеристик ґрунтового середовища є Veris 3100 [7], основним робочим органом якого є система електродів, в якості яких використано плоскі диски з горизонтальною віссю обертання на стояку. Стояк жорстко закріплений до рами вимірювального пристрою у такий спосіб, що опорні колеса пристрою визначають глибину ходу дисків-електродів у ґрунті. За умови використання такого пристрою можлива значна похибка визначення електропровідних характеристик, яка зумовлена тим, що під час виконання робочого процесу порушується стабільність контакту диска-електрода з ґрунтом. Це спричинено поперечними відхиленнями робочих дисків-електродів від прямолінійного напрямку руху внаслідок недосконалої конструкції пристрою, а також відсутністю копіювання нерівностей поверхні поля дисками-електродами. Оскільки в разі поперечних

коливань плоскі диски-електроди однією стороною можуть взагалі не контактувати з ґрунтом, то змінюється площа контакту диска-електрода з ґрунтом.

Важливим під час вимірювання електропровідних характеристик ґрунтового середовища є забезпечення стабільної площі контакту робочих електродів з ґрунтом. Наявні конструкції не повністю виконують зазначені умови, що нега-

тивно впливає на достовірність отриманої інформації. Тому виникла необхідність розроблення такої конструкції, яка б забезпечувала стабільність контакту робочих електродів з ґрунтом під час вимірювання електропровідних властивостей ґрунтового середовища.

Для унаочнення недоліків наявної та переваг розробленої конструкції подано їхні схеми на рис. 3 і 4.

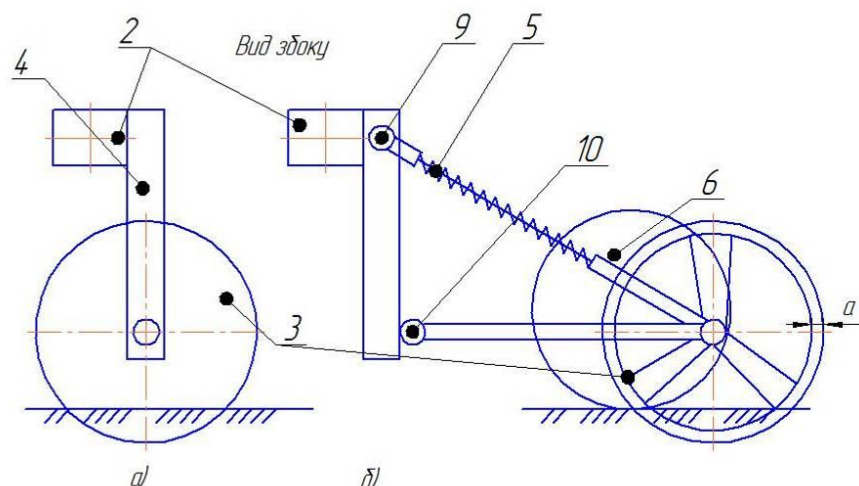


**Рис. 3.** Порівняльна схема пристрою для визначення електропровідних характеристик ґрунтового середовища (вид спереду, вид зверху):

- а)* наявна конструкція; *б)* розроблена конструкція;  
 1 – опорне колесо; 2 – рама; 3 – робочий електрод; 4 – стійка; 5 – вертикальна стійка підвіски;  
 6 – копіювальне колесо; 7 – регулювальний механізм глибини колеса;  
 8 – утворена робочим електродом борозна; 9 – верхній шарнір; 10 – нижній шарнір

**Fig. 3.** Comparative scheme of the device for determining the conductive characteristics of the soil environment (front view, top view):

- a)* available design; *b)* the design is developed;  
 1 – support wheel; 2 – frame; 3 – working electrode; 4 – stand; 5 – vertical suspension of suspension;  
 6 – copier wheel; 7 – adjustment mechanism of the depth of the wheel;  
 8 – furrow formed by a working electrode; 9 – upper hinge; 10 – lower hinge



**Рис. 4.** Порівняльна схема пристрою для визначення електропровідних характеристик ґрунтового середовища (вид збоку):  
 а) наявна конструкція; б) розроблена конструкція;  
 2 – рама; 3 – робочий електрод; 4 – стійка; 5 – вертикальна стійка підвіски;  
 6 – опорне колесо; 9 – верхній шарнір; 10 – нижній шарнір

**Fig. 4.** Comparative scheme of the device for determining the conductivity characteristics of the soil environment (side view):

а) available construction; б) the design is developed;  
 2 – frame; 3 – working electrode; 4 – stand; 5 – vertical suspension of suspension;  
 6 – support wheel; 9 – upper hinge; 10 – lower hinge

З використанням копіювальних коліс 6 (рис. 3, б) у розробленій конструкції чітко забезпечується глибина  $H$  руху робочих електродів у ґрунті. У наявній конструкції (рис. 3, а) глибина  $H$  змінюється внаслідок кутів деферента, зумовлених коливанням та поперечним переміщенням конструкції системи під час руху нерівностями поверхні поля. У розробленій конструкції цей недолік усунуто внаслідок компенсації таких кутів частково за рахунок підвіски, а частково – верхніми 9 та нижніми 10 шарнірами розробленого пристрою (рис. 4, б), які дають можливість компенсувати поперечне відхилення  $a$  в межах 15...20 градусів (див. рис. 3, б), при цьому забезпечивши стабільний контакт електродів із ґрунтом.

Загальними принциповими відмінностями розробленої інформаційно-технічної системи локального оперативного моніторингу агробіологічного стану ґрунтового середовища – пристрою для визначення електропровідних властивостей ґрунтового середовища –  $\epsilon$  (див. рис. 3, 4):

- наявність копіювального колеса б, яке визначає глибину ходу робочого електрода в ґрунті  $H$ ;
- підвіска опорного колеса та робочих електродів конструкції;

- триспицевий тонкостінний металевий диск з ободом для забезпечення стабільної площі контакту електродів з ґрунтом;

- шарнірне розміщення важільної підвіски робочих електродів з ґрунтом для компенсації інформаційно-технічною системою оперативного моніторингу агробіологічного стану ґрунтового середовища кутів крену, деферента та ристання, зумовлених рухом машинно-тракторного агрегату, а також забезпечення стабільного контакту робочих електродів із ґрунтом.

З використанням розробленої інформаційно-технічної системи локального оперативного моніторингу агробіологічного стану ґрунтового середовища досягається такий технічний результат:

- забезпечення стабільного контакту електродів з ґрунтом унаслідок компенсації кутів крену, деферента та ристання, зумовлених рухом технічної системи;
- визначення глибини входження робочого електрода в ґрунт з використанням копіювального колеса;
- зменшення приросту площі робочого електрода, виконаного у вигляді диска, на одиницю глибини/входження в ґрунт унаслідок застосування триспицевого тонкостінного металевого диска з ободом у розробленій конструкції;

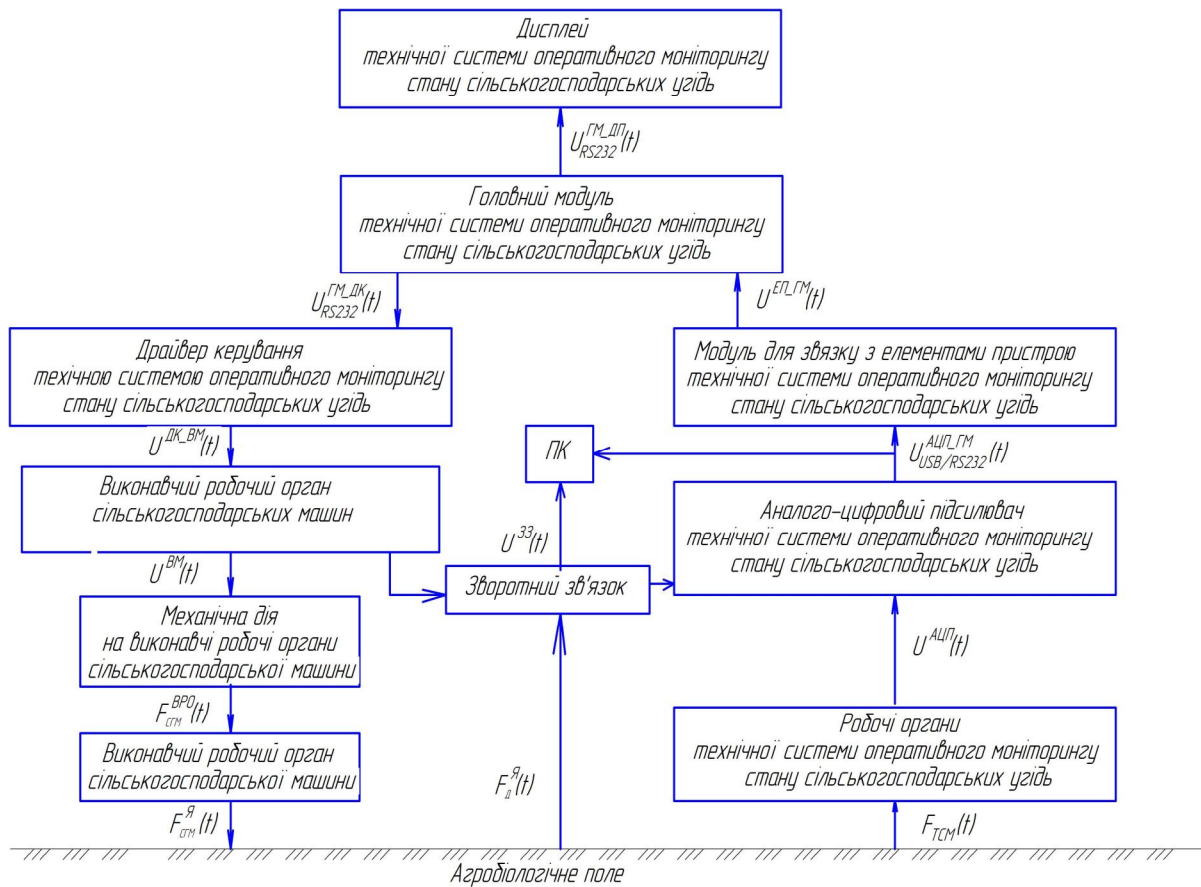


- відсутність утворення борозни робочими електродами внаслідок компенсації кута  $\alpha$  (див. рис. 3, б) верхніми та нижніми шарнірами підвіски.

Розроблений пристрій для визначення електропровідних властивостей ґрунтового середовища дає змогу оперативно визначити зони варіабельності агробіологічного стану ґрунтового середовища, забезпечити «індивідуальний» підхід до кожної елементарної ділянки поля з використанням даних електропровідних властивостей

ґрунтового середовища та ідентифікувати їх подальшим лабораторним аналізом (рис. 4). Таке технологічне рішення забезпечує можливість оптимального керування нормою внесення технологічного матеріалу (насіння, добрива тощо) із врахуванням агробіологічного стану ґрунтового середовища.

Функціональна схема розробленої інформаційно-технічної системи оперативного моніторингу агробіологічного стану ґрунтового середовища як мехатронної системи представлена на рис. 5.



**Рис. 5.** Розроблена функціональна схема інформаційно-технічної системи оперативного моніторингу агробіологічного стану ґрунтового середовища

**Fig. 5.** Developed functional scheme of the information and technical system of operational monitoring of the agrobiological state of the soil environment

Сигнал від робочих органів технічної системи оперативного моніторингу стану сільськогосподарських угідь перетворюється на аналого-цифровий сигнал блока керування технічної системи. Після підсилення цей сигнал передається до головного модуля технічної системи оперативного моніторингу стану сільськогосподарських угідь. Для наочного відображення результатів виконання технологічних операцій використовується дисплей.

Головний модуль технічної системи оперативного моніторингу стану сільськогосподарських угідь передає сигнал на драйвер керування технічною системою. Від драйвера керування сигнал надходить на виконавчий механізм технічної системи оперативного моніторингу стану сільськогосподарських угідь (сервопривід), який через механічний зв'язок забезпечує дію на робочий орган сільськогосподарської машини, що виконує технологічну операцію:

$$U_a^b(t) = U(t_b - t_a) = \int_{t_a}^{t_b} \left| F_{TCM}(t) + U^{АЦП}(t) + U_{USB/RS232}^{АЦП-ГМ}(t) + U^{ЕП-ГМ}(t) + U_{RS232}^{ГМ-ДП}(t) + U_{RS232}^{ГМ-ДК}(t) + U^{ДК-ВМ}(t) + U^{ВМ}(t) + F_{СГМ}^{ВРО}(t) + F_{СГМ}^{Я}(t) + F_{Д}^{Я}(t) + U^{33}(t) \right| dt \leq m(t_a). \quad (1)$$

Функція оптимального керування матиме такий вигляд:

$$U_{ОПТ}(t) = F_{TCM}(t) + U^{АЦП}(t) + U_{USB/RS232}^{АЦП-ГМ}(t) + U^{ЕП-ГМ}(t) + U_{RS232}^{ГМ-ДП}(t) + U_{RS232}^{ГМ-ДК}(t) + U^{ДК-ВМ}(t) + U^{ВМ}(t) + F_{СГМ}^{ВРО}(t) + F_{СГМ}^{Я}(t) + F_{Д}^{Я}(t) + U^{33}(t), \quad (2)$$

де  $F_{TCM}(t)$  – функція, яка описує функціонування технічної системи оперативного моніторингу агробіологічного стану сільськогосподарських угідь під час виконання технологічної операції;  $U^{АЦП}(t)$  – функція, яка описує вихідний сигнал, отриманий від робочих електродів технічної системи оперативного моніторингу стану сільськогосподарських угідь до аналого-цифрового підсилювача перетворювача за допомогою екранованих проводів;  $U_{USB/RS232}^{АЦП-ГМ}(t)$  – функція, яка описує вихідний сигнал, отриманий від аналого-цифрового підсилювача-перетворювача технічної системи оперативного моніторингу стану сільськогосподарських угідь, та передає його до модуля зв'язку з технічними системами оперативного моніторингу стану сільськогосподарських угідь з використанням порту  $RS232$  чи до персонального комп'ютера за допомогою порту  $USB$ ;  $U^{ЕП-ГМ}(t)$  – функція, що описує зв'язок елементів пристрою з головним модулем технічної системи оперативного моніторингу стану сільськогосподарських угідь;  $U_{RS232}^{ГМ-ДП}(t)$  – функція, яка описує сигнал, отриманий від головного модуля до дисплея керування технічної системи оперативного моніторингу стану сільськогосподарських угідь;  $U_{RS232}^{ГМ-ДК}(t)$  – функція, яка описує сигнал, отриманий від головного модуля до драйвера керування технічної системи оперативного моніторингу стану сільськогосподарських угідь;  $U^{ДК-ВМ}(t)$  – функція, яка описує вихідний сигнал, отриманий від драйвера керування до виконавчих робочих органів технічної системи оперативного моніторингу стану сільськогосподарських угідь;  $U^{ВМ}(t)$  – функція зміни напруги керування виконавчим механізмом технічної системи оперативного моніторингу (у цьому випадку електродвигун або сервопривід);  $F_{СГМ}^{ВРО}(t)$  – функція, яка описує керування виконавчими робочими органами сільськогосподарської машини, що виконує технологічну операцію (ланцюгові передачі, варіатор, інша меха-

нічна частина);  $F_{СГМ}^{Я}(t)$  – функція, яка описує механічну дію виконавчих робочих органів сільськогосподарської машини та її вплив на якість виконання технологічного процесу;  $F_{Д}^{Я}(t)$  – функція, що описує інформацію від датчика якості виконання технологічної операції, який розміщується на сільськогосподарській машині, з оперативним керуванням якістю залежно від технічних систем оперативного моніторингу;  $U^{33}(t)$  – функція, що описує зворотний зв'язок від параметрів та режимів роботи виконавчих робочих органів сільськогосподарських машин і синхронізується з даними аналого-цифрового підсилювача технічної системи оперативного моніторингу стану сільськогосподарських угідь  $U_{USB/RS232}^{АЦП-ГМ}(t)$  та передається на головний модуль;  $ПК$  – персональний комп'ютер, що отримує інформацію від функції  $U_{USB/RS232}^{АЦП-ГМ}(t)$ , яка описує вихідний сигнал, отриманий від аналого-цифрового підсилювача-перетворювача технічної системи оперативного моніторингу.

**Висновки.** Розроблений пристрій належить до галузі механізації сільського господарства і може бути використаний для моніторингу фізико-механічного та агробіологічного стану ґрунтового середовища за допомогою вимірювання електропровідних властивостей ґрунту та виділення зон варіабельності ґрунтового середовища по поверхні поля. З використанням запропонованого пристрою можна отримати достовірні дані про стан ґрунтового середовища завдяки зменшенню похибки під час визначення електропровідних властивостей ґрунту, забезпеченню індивідуальної стабілізації робочих електродів та механізму піднімання/опускання робочих електродів, копіювання нерівностей ґрунтового середовища, зменшенню інтенсивності руйнування структури ґрунту, самоочищенню робочого контакту електрода й забезпеченню стабільності електричного контакту електрода з ґрунтом внаслідок удосконалення конструкції приладу.

**Бібліографічний список**

1. Адамчук В. В., Мойсеєнко В. К., Кравчук В. І., Войтюк Д. Г. Техніка для землеробства майбутнього. *Механізація та електрифікація сільського господарства*. 2002. Вип. 86. С. 20–32.
2. Броварець О. Від безплужного до глобального розумного землеробства. *Техніка і технології АПК*. 2016. № 10 (85). С. 28–30.
3. Броварець О. О. Інформаційно-технічна система оперативного моніторингу стану ґрунтового середовища конструкції Олександра Броварця. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2017. № 21. С. 9–29.
4. Вадюнина А. Ф. К оценке электропроводности как метода определения влажности почв. *Почвоведение*. 1937. № 3. С. 391–404.
5. Воробьев Н. И. К вопросу кондуктометрического определения засоленности почв и грунтов. *Почвоведение*. 1955. № 4. С. 103.
6. ГОСТ 26423-85. Почвы. Методы определения удельной электрической проводимости, рН и плотного остатка водной вытяжки. Москва: Стандартинформ, 2011. 7 с.
7. Гуков Я. С., Линник Н. К., Мироненко В. Г. Автоматизированная система локально-дозированного внесения удобрений, мелиорантов и средств защиты растений. *Труды 2-й Международной научно-практической конференции по проблемам дифференциального применения удобрений в системе координатного земледелия*. Рязань, 2001. С. 48–50.
8. Копикова Л. П. Опыт применения методов электропроводности для составления детальных почвенно-мелиоративных карт. *Бюллетень ВИУА*. 1979. № 43. С. 21–23.
9. Масло І. П., Мироненко В. Г. Автоматизована система локально-дозованого внесення добрив і хімічних засобів захисту рослин. *УАН: розробки-виробництва*. Київ: Аграрна наука, 1999. С. 348–349.
10. Медведев В. В. Неоднородность почв и точное земледелие. Ч. 1: Введение в проблему. Харьков: 13 типография, 2007. 296 с.
11. Ормаджи К. С. Контроль качества полевых работ. Москва: Росагропромиздат, 1991. 191 с.
12. Сучасні тенденції розвитку конструкцій сільськогосподарської техніки / за ред. В. І. Кравчука, М. І. Грицишина, С. М. Ковалю. Київ: Аграрна наука, 2004. 398 с.
13. Brovarets O., Chovnyuk Yu. Integrated systems of management for the performance of technological processes in agricultural production which depend on the initial and final moments of their operation time. *Teka*. 2017. Vol. 17, No. 2. P. 79–90.
14. Brovarets O., Chovnyuk Yu. Modeling and analysis of efficient electromagnetic parameters of capillary system of electrical conductivity of agricultural soils i: method of analysis of non-stationary electromagnetic fields in dispersive and controlled environments. *MOTROL*. 2018. Vol. 19, No. 4. P. 13–18.
15. Brovarets O. Organizational and technological background of project configuration management for freighting. *Teka*. 2017. Vol. 17, No. 3. P. 49–53.
16. Brovarets O., Chovnyuk Yu. Technical-economic models of business management in the processes of agricultural production. *ECONTECHMOD: an international quarterly journal*. 2017. Vol. 6, No. 3. P. 61–70.
17. Ewart G. Y., Baver L. D. Salinity Effects on soil moisture electrical resistance relationships. *Soil Sci. Soc. Amer. J.* 1950. Vol. 15. P. 56–63.
18. Hertz A. C., Hibbard J. D. A Preliminary assessment of the economics of variable rate technology for applying phosphorus and potassium in corn production. *Farm Economics*. Champaign-Urbana: Department of Agricultural Economics, University of Illinois, 1993. Is. 14. P. 218–231.
19. Rhoades J. D., Schifgaarde J. Van. An electrical conductivity probe for determining soil salinity. *Soil Sci. Soc. Amer. J.* 1976. No. 5. P. 647–651.
20. Wilcox G. G. Determination of electrical conductivity of soil solutions. *Soil Science*. 1947. Vol. 63. P. 107.

**Броварець О.**

**ФУНКЦІОНАЛЬНА СТРУКТУРА ІНФОРМАЦІЙНО-ТЕХНІЧНОЇ СИСТЕМИ  
ОПЕРАТИВНОГО МОНІТОРИНГУ АГРОБІОЛОГІЧНОГО СТАНУ  
ҐРУНТОВОГО СЕРЕДОВИЩА**

Існуючі способи відбору проб ґрунту за прийнятими методиками не враховують варіабельності стану ґрунтового середовища. Завдання дослідження – отримання достовірних даних про агробіологічний стан ґрунтового середовища за допомогою зменшення похибки під час визначення електропровідних властивостей ґрунту, забезпечення індивідуальної стабілізації робочих електродів та механізму піднімання/опускання робочих електродів, копіювання нерівностей ґрунтового середовища, зменшення інтенсивності руйнування структури ґрунту, самоочищення робочого контакту електрода й забезпечення стабільності електричного контакту електрода з ґрунтом внаслідок удосконалення конструкції приладу. Поставлене завдання досягається завдяки використанню інформаційно-технічної системи оперативного моніторингу стану ґрунтового середовища конструкції Олександра Броварця.

Розроблений пристрій для визначення електропровідних властивостей ґрунтового середовища можна використовувати: перед виконанням технологічної операції, одночасно з виконанням технологічної операції



(сівба, внесення мінеральних добрив тощо), протягом вегетації та після збирання врожаю. Це відкриває нові перспективи ведення органічного землеробства з використанням «розумних» сільськогосподарських машин.

**Ключові слова:** інформаційно-технічна система, оперативний моніторинг, проби ґрунту, варіабельність значення.

**Brovarets A.**

**JUSTIFICATION OF FUNCTIONAL STRUCTURE OF THE INFORMATION  
AND TECHNICAL SYSTEM OF AGROBIOLOGICAL STATE  
OPERATIONAL MONITORING OF THE SOIL**

Existing methods of controlling the agrobiological state of the soil and sampling of soil using available techniques do not take into account the variability of their parameters in the area of agricultural land. In order to realize the technology of differentiated introduction of technological material, a simplified method of uniformly dispersing the field surface at the squares level is used for further diagnostics and field control using such differentiation. On the one hand, such a division is due to the convenience and simplicity of the method, on the other hand, the lack of reliable field data and, accordingly, the instrument for splitting the field according to other criteria based on the original data.

It is proposed to obtain reliable data on the agrobiological state of the soil environment by reducing the error in determining the magnitude of electrical conductive properties of the soil, providing individual stabilization of the working electrodes and the mechanism of lifting / lowering working electrodes, copying inequalities of the soil environment, reducing the intensity of the destruction of the soil structure, self-cleaning the working contact of the electrode, and ensuring stability. electric contact of the electrode with the soil, by improving the structure device. The task is achieved by using the information and technical system of operational monitoring of the soil environment of the design of Alexander Brovarets.

The device for the determination of the conductive properties of the soil environment proposed structures are used: before the execution of the technological operation, simultaneously with the implementation of technological operations (sowing, application of mineral fertilizers, etc.); during the growing season and after harvesting.

This opens new prospects for organic farming using such «smart» agricultural machines.

**Key words:** information-technical system, operational monitoring, soil samples, variability in magnitude.

*Стаття надійшла 04.10.2018*

УДК 631.358; 634.51

## ДОСЛІДЖЕННЯ ЗВЕДЕНОГО КОЕФІЦІЄНТА ЖОРСТКОСТІ ПЛОДОВИХ ГІЛОК ДЕРЕВ ВОЛОСЬКОГО ГОРІХА

Роман Крунич, к. т. н., Роман Шевчук, д. с.-г. н.,

Олег Крунич, Степан Левко, Ярослав Сало

Львівський національний аграрний університет,

вул. Володимира Великого, 1, м. Дубляни, Жовківський р-н, Львівська обл., Україна,

e-mail: krupych.robota@gmail.com

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2018.01.014>

**Постановка проблеми.** Найбільш трудомісткою операцією під час вирощування волоських горіхів є збирання плодів [2; 3]. Зростання площ горіхових насаджень вимагає часткової або повної механізації цієї операції [8; 17]. Для повної механізації збирання горіхів використовують плодозбиральні машини чи начіпні струшувачі, які передають збурювальні зусилля штамбу чи стовбуру дерева [1; 4; 11]. Знімання горіхів можна здійснити безпосередньо зі скелетної гілки ручними струшувачами [7; 9], які доцільно оснащувати ударним механізмом для генерування віброударних збурювальних коливань [15; 18–21]. Для обґрунтування робочих режимів струшувачів, у тому числі місця захвату гілки, необхідно визначити фізико-механічні властивості скелетних гілок волоського горіха. До основних показників належить зведений коефіцієнт жорсткості, від якого залежать характер коливань гілки та зусилля на її струшування, а також затрати потужності на робочий процес. Для дослідження процесу знімання горіхів зі скелетних гілок різних розмірних груп необхідно визначити її зведений коефіцієнт жорсткості.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Розробці плодозбиральної техніки передували дослідження фізико-механічних властивостей плодкових дерев [3]. Основні прилади та методики запропоновані професором Г.П. Варламовим, який досліджував жорсткісні параметри штампів, центральних провідників та скелетних гілок через визначення модуля пружності плодової деревини [3]. Модуль пружності плодової деревини визначається як статичним, так і динамічним способами. Модуль пружності за статичного згину визначався на універсальній машині для дослідження зразків на розтяг, стиск і згин. Для цього з деревини виготовляються зразки квадратного перерізу розміром 20×20 мм і завдовжки 300 мм. Деформація (прогин  $f_n$ ) вимірювалась

індикатором. Відстань між центрами опор дорівнює 240 мм, а між центрами опор ножів – 80 мм. Вологість зразків була доведена до 15 %.

Модуль пружності, кгс/см<sup>2</sup>, становить [3]:

$$E = \frac{23Pl}{108bh^3 f_n}, \quad (1)$$

де  $P$  – навантаження на середину зразка між опорами, кгс;  $l$  – відстань між опорами, см;  $b$ ,  $h$  – ширина та висота зразка, см;  $f_n$  – стріла прогину, см.

За цією ж методикою розраховується модуль пружності для круглих зразків (плодових гілок) [3; 11]:

$$E = \frac{0,355Pl^3}{f_n d_2^4}, \quad (2)$$

де  $d_2$  – діаметр зразка плодової гілки, см.

У період збиральних робіт вологість живої плодової деревини коливається в межах 45–55 %, тому отримані результати необхідно перерахувати за формулою [3]:

$$E_w = \frac{E_{15}}{1 + \alpha(w - 15)}, \quad (3)$$

де  $E_w$  – модуль пружності за статичного згину для будь-якої вологості зразка, Па;  $E_{15}$  – модуль пружності за статичного згину для зразка вологістю 15 %, Па;  $\alpha$  – поправковий коефіцієнт на вологість, який може становити для всіх порід плодкових дерев 0,02;  $w$  – вологість зразка під час проведення замірів, %.

Динамічний модуль пружності плодової деревини можна визначити резонансним методом. Використовуючи цей метод, А. А. Какаурідзе визначив динамічний модуль пружності скелетних гілок дерев яблуні та груші [3; 6]. Дослідження проводили на стенді. У збиральний період відбирались зразки скелетних гілок квадратного перерізу аналогічно, як для дослідження модуля пружності на згин. Недоліком цих способів визначення модуля пружності є відбір зразків, а не проведення замірів безпосередньо на деревах.

Жорсткість плодкових гілок можна охарактеризувати коефіцієнтом жорсткості, тобто зусиллям, яке необхідно прикласти до гілки, щоб відхилити її на певну відстань [5]. Під час проведення досліджень використовувався пружинний динамометр з інтервалом вимірювання 0 – 200 Н, точністю 0,5 Н. У центрі ваги гілки прикладалося зусилля  $F$ , яке фіксувалось динамометром, а переміщення гілки – лінійкою. Коефіцієнт жорсткості плодової гілки визначався за формулою  $c_z = F/x$ , Н/м.

Для визначення коефіцієнта жорсткості штабів та центрального провідника плодкових дерев розроблені спеціальні установки, які використовують у польових умовах і навішують на трактор [16]. Для відхилення штабів та центральних провідників дерев необхідно прикладати значні зусилля. Запропонована установка складається з натяжного пристрою та пристосування для вимірювання відхилення штаба від положення рівноваги. Натяжний пристрій містить захват, що виконаний у вигляді петлі, з'єднаної тросом через динамометр із гідроциліндром, підключеним до роздільно-агрегатної гідравлічної системи трактора. Плавне переміщення штока гідроциліндра забезпечується сповільнювальними клапанами, якими оснащені штуцери шлангів гідросистеми. Циліндр шарнірно змонтований на жорсткій рамці, з'єднаний за триточковою схемою з механізмом начіпки трактора. За допомогою стяжки відносно рамки фіксується опорна площина, з якою через нерухомий упор контактує гідроциліндр, а через опори кочення – динамометр [16].

Пристосування для вимірювання відхилення штабів містить вертикальну стійку, уздовж якої переміщується штанга, фіксована гвинтом; на штанзі кріпиться кронштейн зі штангенциркулем.

Установка для визначення зведеного коефіцієнта жорсткості центральних провідників відрзнялася від описаного обладнання кріпленням на механізмі начіпки трактора натяжного пристрою та подовженою вертикальною стійкою, що дали змогу досліджувати центральні провідники на висотах до 2 м [16].

Під час дослідів біля дерева зупинявся трактор; натяжний пристрій встановлювався в положення, в якому лінія, що з'єднувала задану точку досліджуваного стовбура дерева та точку шарнірного кріплення гідроциліндра, спрямовувалась горизонтально. Петля-захват, встановлена в заданому місці, з'єднувалась із натяжним пристроєм. До кори в зоні вирізу на захваті підводився глибиномір штангенциркуля, розташованого вздовж лінії прикладання збурювальної

сили. Внаслідок втягування штока гідроциліндра дерево відхилялося від положення рівноваги, збурювальна сила фіксувалась динамометром, а зміщення стовбура – штангенциркулем [16].

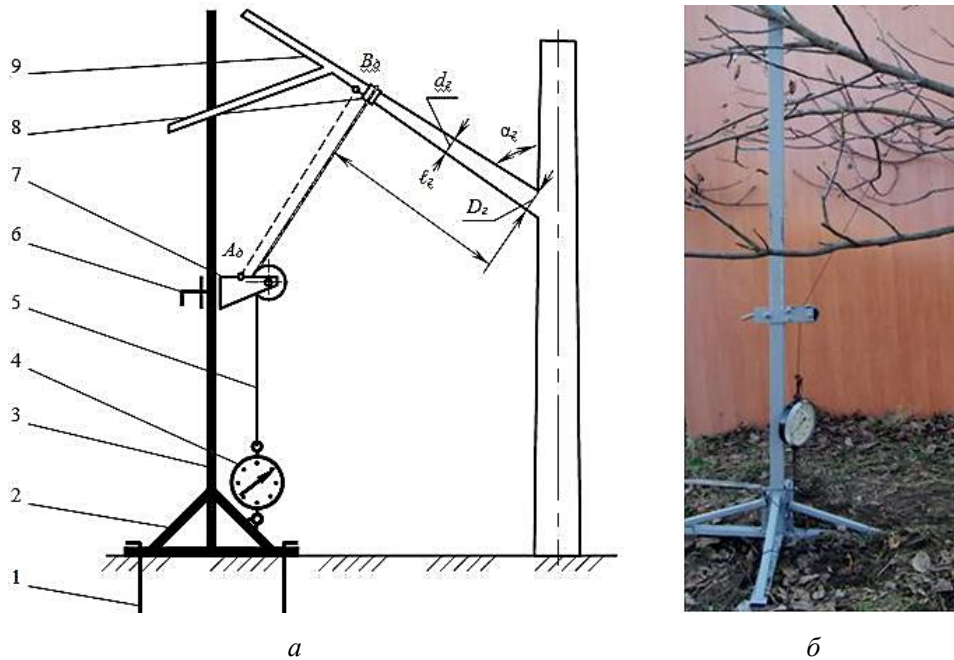
У перелічених публікаціях досліджувались жорсткісні показники штабів, центральних провідників та плодкових гілок дерев зерняткових та кісточкових плодкових культур і не було приділено уваги деревам волоського горіха.

**Постановка завдання.** Збільшення площ горіхових насаджень вимагає механізації збиральних робіт. На початках можна частково механізувати ручні збиральні роботи використанням ручних струшувачів, що передають збурювальні зусилля скелетним гілкам. На теперішній час існують ручні струшувачі плодів, що приводяться в дію від двигунів внутрішнього згоряння і в основному призначені для збирання оливок. Для збирання волоських горіхів необхідно визначити основні режими роботи та регулювання струшувачів, що залежать від фізико-механічних властивостей скелетних гілок. До основних показників належить зведений коефіцієнт жорсткості.

Тому метою досліджень є визначення зведеного коефіцієнта жорсткості плодкових гілок волоського горіха залежно від діаметра гілок в основі та місця прикладання зусилля, з розробкою спеціального стенда для проведення експериментів.

**Виклад основного матеріалу.** Опір гілки зміщенню від природного початкового положення характеризується зведеним до місця прикладання збурювальної сили коефіцієнтом жорсткості, що залежить від багатьох чинників, визначальними серед яких є розміри гілок і механічні показники деревини, а узагальнювальними критеріями оцінки жорсткості виступають діаметр гілки в основі  $D_z$  і відстань  $\ell_z$  від основи гілки до місця її захвату.

Зведений коефіцієнт жорсткості плодкових гілок волоського горіха визначався на скелетних гілках першого порядку нижніх ярусів дерев різних вікових груп та сортів, діаметри яких в основі змінювалися в межах від 50 до 90 мм. Для проведення замірів використовувався натяжний пристрій (рис. 1), що забезпечував перпендикулярне прикладання сили до гілки зі зміною місця прикладання, тобто зміною висоти над поверхнею міжряддя та відстані до центрального провідника [10].



**Рис. 1.** Натяжний пристрій для дослідження зведеного коефіцієнта жорсткості скелетних гілок:  
а – схема; б – загальний вигляд;

1 – штирі; 2 – опора; 3 – стійка; 4 – динамометр; 5 – линва; 6 – затискний гвинт; 7 – рухомий кронштейн із роликком; 8 – проставка; 9 – скелетна гілка першого порядку;  
 $A_0, B_0$  – точки базування і спрямування променя далекоміра

**Fig. 1.** Strainer for studying the aggregate coefficient of rigidity of the skeletal branches:  
а – scheme; б – general view;

1 – dowels; 2 – support; 3 – post; 4 – dynamometer; 5 – cable; 6 – cap screw; 7 – movable pulley bracket; 8 – spacer ring; 9 – skeletal branch of the first order;  
 $A_0, B_0$  – points of location and beam direction of distance meter

Пристрій складається зі стійки 3 з опорою 2 та штирями 1 для встановлення й фіксації стійки біля гілки. На стійці 3 за допомогою затискного гвинта 6 кріпиться рухомий кронштейн з роликком 7, що дозволяє кріпити один кінець линви 5 через проставку 8 перпендикулярно до гілки залежно від місця прикладання сили. Другий кінець линви 5 через динамометр 4 кріпиться до опори 2.

Відхилення гілки від положення рівноваги визначалось за допомогою лазерного далекоміра фірми DeWALT [12] як різниця значень відстані від опорної площини кронштейна 7 біля стійки 3 до нижньої частини перерізу гілки, вимірюваної вздовж линви 5 у початковому і відхиленому після прикладання сили положеннях гілки (див. рис. 1, б).

Під час дослідів стійка 3 встановлювалась під гілкою, на якій в місцях прикладання сили відхилення на заданій відстані від центрального провідника дерева наносились мітки, причому відстань вимірювалась лазерним далекоміром. Один кінець линви 5 через проставку 8 кріпився до місця прикладання сили відхилення, а другий

кінець через блок кронштейна 7 і динамометр 4 з'єднувався з основою 2 стійки 3. Під час кріплення до гілки линви 5 переміщався кронштейн 7 і фіксувався затискним гвинтом 6 у положенні, що відповідало прямому куту між гілкою і линвою.

Гілку навантажували за допомогою ступінчастого натягу линви, тобто, забезпечивши певний натяг, фіксувалось її положення. Сила відхилення гілки реєструвалась динамометром, а лінійне відхилення – далекоміром. Потім послідовно реалізовувались наступні ступені натягу линви, на кожному з яких реєструвались сила та відхилення гілки. Зі завершенням вимірювань гілка звільнялась і здійснювалась підготовка до експериментів на іншій гілці.

Закономірність зміни сили відхилення  $P_z$ , Н, що дорівнює натягу линви, має лінійний характер:

$$P_z = c_z x_{l_z}, \quad (4)$$

де  $c_z$  – зведений коефіцієнт жорсткості гілки, Н/м;  $x_{l_z}$  – лінійне відхилення гілки від положення рівноваги на відстані захвату  $l_z$ , м.

Зведений коефіцієнт жорсткості становить [22]:

$$c_z = \left( \sum_{i=1}^n P_{zi} x_{1zi} \right) / \left( \sum_{i=1}^n x_{1zi}^2 \right), \quad (5)$$

де  $i$  – індекс вимірювання в досліді, що відповідає ступеню натягу ливви;  $n$  – число ступенів вимірювань.

Пружна відновлювальна сила, яка виникає під час відхилення гілки від положення рівноваги, зумовлюється пружним деформуванням деревини.

Дослідження зведеного коефіцієнта жорсткості скелетних гілок першого порядку ґрунтувалися на методиці планування двофакторного експерименту на трьох рівнях [13; 14]. Незалежні змінні – діаметр гілок в основі  $D_z$  і відстань захвату  $\ell_z$ ; кодовані значення змінних  $X_1, X_2$  на трьох рівнях становили  $-1, 0, +1$ . Функція відгуку, або вихідний параметр  $Y_{cz}$ , – зведений коефіцієнт  $c_z$  жорсткості скелетних гілок.

Жорсткість скелетних гілок досліджувалась на гілках першого порядку з діаметром в основі  $D_z$ , що відповідав двом розмірним групам: 50 ... 70 мм та 70 ... 90 мм.

Точки матриць планованих експериментів з визначення зведеного коефіцієнта жорсткості (табл. 1, 2) для гілок двох розмірних груп відповідали різним рівням кодованих змінних, тобто факторів  $X_1$  (діаметр гілок  $D_z$  в основі) та  $X_2$  (відстань захвату  $\ell_z$ ).

Для гілок першої розмірної групи рівням  $-1, 0, +1$  чинника  $X_1$  відповідали значення діаметра гілок  $D_z$  в основі – 50, 60 і 70 мм, а вказаним рівням чинника  $X_2$  – значення відстані  $\ell_z$  захвату 1,25, 1,50, 1,75 мм. Відповідно для гілок другої розмірної групи  $X_1 (D_z)$ :  $-1$  – 70 мм;  $0$  – 80 мм;  $+1$  – 90 мм;  $X_2 (\ell_z)$ :  $-1$  – 1,75 м;  $0$  – 2 м;  $+1$  – 2,25 мм.

Після обробки даних методом регресійного аналізу отримано для крон волоського горіха залежності зведеного коефіцієнта жорсткості скелетних гілок першого порядку. Залежності коефіцієнта жорсткості  $Y_{cz} (c_z)$ , Н/м, гілок першої розмірної групи (див. табл. 1) у разі:

а) кодованих значень змінних –

$$Y_{cz} = 1095,79 + 682,5 X_1 - 708,33 X_2 + 167,03 X_1^2 + 174,53 X_2^2 - 382,5 X_1 X_2; \quad (6)$$

б) дійсних значень –

$$c_z = -223,07 + 97,31 D_z - 2030,76 \mathbf{1}_z + 1,67 D_z^2 + 2792,48 \mathbf{1}_z^2 - 153 D_z \mathbf{1}_z. \quad (7)$$

Для гілок другої розмірної групи (див. табл. 2) такі залежності  $Y_{cz} (c_z)$ , Н/м, відповідно за умов:

а) кодованих значень змінних –

$$Y_{cz} = 975,47 + 392,17 X_1 - 500,83 X_2 + 44,82 X_1^2 + 147,82 X_2^2 - 199,5 X_1 X_2; \quad (8)$$

б) дійсних значень –

$$c_z = 1405,71 + 127,105 D_z - 5079,8 \mathbf{1}_z + 0,448 D_z^2 + 2365,12 \mathbf{1}_z^2 - 79,8 D_z \mathbf{1}_z. \quad (9)$$

**Таблиця 1.** Результати планованого експерименту з визначення зведеного коефіцієнта жорсткості  $Y_{cz} (c_z)$  гілок першої розмірної групи

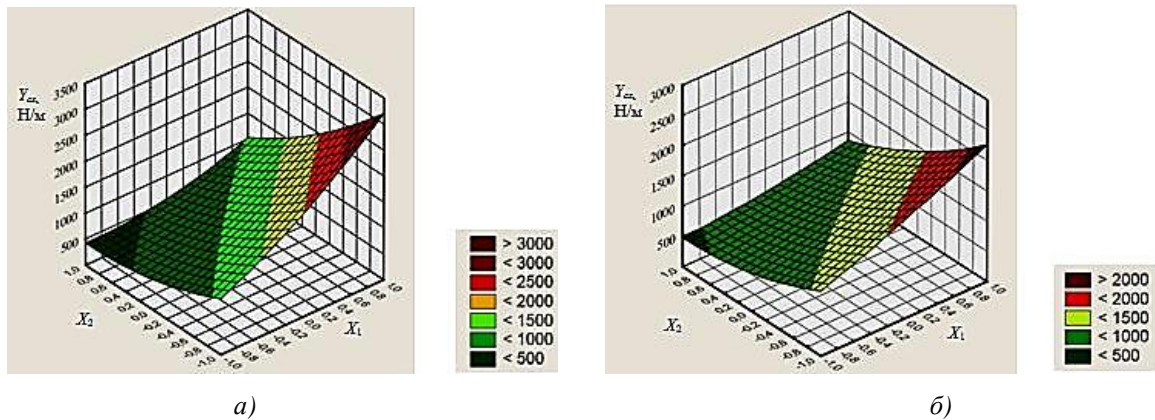
**Table 1.** The results of the planned experiment as to determine of the  $Y_{cz} (c_z)$  aggregate coefficient of rigidity of first size branch group

Точка плану	Матриця планування		Вихідний параметр $Y_{cz}$ , Н/м		
	$X_1$	$X_2$	Повторність		
			1	2	3
1	+1	+1	1017	1005	1016
2	+1	-1	3061	3188	3010
3	-1	+1	428	467	439
4	-1	-1	1061	1068	1086
5	+1	0	1905	1936	1924
6	-1	0	599	590	591
7	0	+1	541	552	572
8	0	-1	2188	2190	1883
9	0	0	1086	1297	1198
10	0	0	1107	1296	1028
11	0	0	1095	1245	1095

**Таблиця 2.** Результати планованого експерименту з визначення зведеного коефіцієнта жорсткості  $Y_{c_2}$  ( $c_2$ ) гілок другої розмірної групи

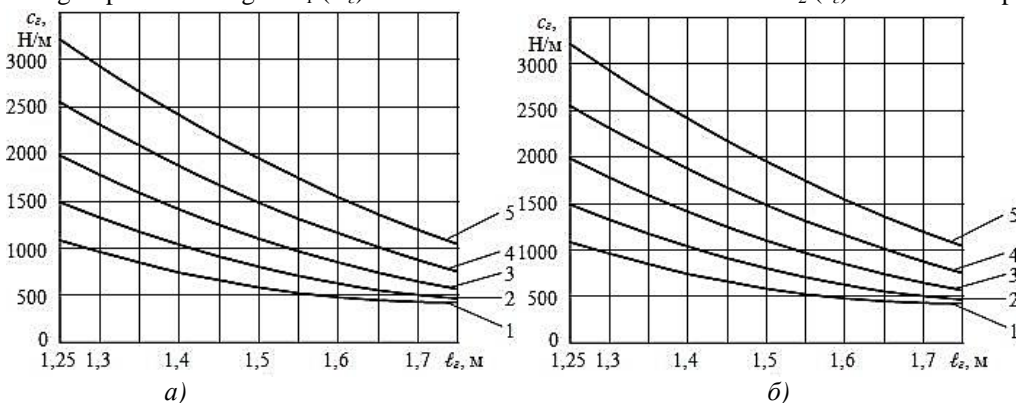
**Table 2.** The results of the planned experiment as to determine of the  $Y_{c_2}$  ( $c_2$ ) aggregate coefficient of rigidity of second size branch group

Точка плану	Матриця планування		Вихідний параметр $Y_{c_2}$ , Н/м		
			Повторність		
	$X_1$	$X_2$	1	2	3
1	+1	+1	874	868	880
2	+1	-1	2289	2273	2317
3	-1	+1	442	451	445
4	-1	-1	1058	1073	1070
5	+1	0	1365	1357	1376
6	-1	0	669	661	671
7	0	+1	629	637	645
8	0	-1	1652	1604	1550
9	0	0	886	962	1001
10	0	0	984	994	887
11	0	0	991	1065	981



**Рис. 2.** Поверхні відгуку зведеного коефіцієнта жорсткості  $Y_{c_2}(c_2)$  гілок першої (а) і другої (б) розмірних груп від діаметра гілок  $X_1$  ( $D_2$ ) в основі та відстані  $X_2$  ( $l_2$ ) захвату

**Fig. 2.** Response surfaces of the  $Y_{c_2}$  ( $c_2$ ) aggregate coefficient of rigidity of branches accordingly the (a) first and the (b) size groups concerning to  $X_1$  ( $D_2$ ) branch diameter in the base and at the  $X_2$  ( $l_2$ ) distance of capture



**Рис. 3.** Залежності зведеного коефіцієнта жорсткості  $c_2$  гілок від відстані захвату  $l_2$  гілок розмірних груп: а – першої (діаметр  $D_2$  в основі: 1, 2, 3, 4, 5 відповідно – 50, 55, 60, 65, 70 мм); б – другої (діаметр  $D_2$ : 1, 2, 3, 4, 5 відповідно – 70, 75, 80, 85, 90 мм)

**Fig. 3.** Dependences of the  $c_2$  aggregate coefficient of rigidity of branches concerning to the  $l_2$  branches distance capture of dimensional groups: а – the first ( $D_2$  diameter in the base: 1, 2, 3, 4, 5 accordingly – 50, 55, 60, 65, 70 мм); б – the second ( $D_2$  diameter: 1, 2, 3, 4, 5 accordingly – 70, 75, 80, 85, 90 мм)

На основі отриманих рівнянь регресії (6), (8) побудовані поверхні відгуку (рис. 2), що відображають залежність зведеного коефіцієнта жорсткості  $Y_{cz}$  гілок від відстані  $X_2$  захвату  $\ell_2$  і діаметра  $X_1$  в основі гілок першої (див. рис. 2, а) і другої (див. рис. 2, б) розмірних груп.

Виходячи з рівнянь (7) і (9) встановлено залежності зведеного коефіцієнта жорсткості  $c_2$  скелетних гілок першого порядку волоського горіха за умови дійсних значень змінних: перша розмірна група –  $D_2 = 50 \dots 70$  мм,  $\ell_2 = 1,25 \dots 1,75$  м (див. рис. 3, а); друга –  $D_2 = 70 \dots 90$  мм,  $\ell_2 = 1,75 \dots 2,25$  м (див. рис. 3, б).

Для рівняння (6) розраховане значення критерію Кохрена становить  $G_p = 0,3984$ , що менше від табличного  $G_T(0,05; 11; 2) = 0,7341$ . Значення критерію Фішера – розраховане  $F_p = 1,505$ , яке менше від табличного  $F_T(0,05; 8; 22) = 2,4$ .

Відповідно для другої розмірної групи (рівняння 8): значення критерію Кохрена – розраховане  $G_p = 0,2812$ , яке менше від табличного  $G_T(0,05; 11; 2) = 0,7341$ ; значення критерію Фішера – розраховане  $F_p = 0,9946$ , яке менше від табличного  $F_T(0,05; 8; 22) = 2,4$ .

Порівняння розрахованих критеріїв Кохрена і Фішера з їх табличними значеннями підтверджує відтворюваність дослідів і адекватність отриманих математичних моделей.

**Висновки.** 1. Зведений коефіцієнт жорсткості  $c_2$  скелетних гілок першого порядку дерев волоського горіха зростає зі збільшенням діаметра гілок  $D_2$  в основі й зменшенням відстані їх захвату  $\ell_2$ .

2. Для гілок першої розмірної групи діаметром в основі від 50 до 70 мм на відстані захвату 1,25 ... 1,75 м зведений коефіцієнт жорсткості змінюється в інтервалі 429,0 ... 3210,7 Н/м. Найменше значення цього інтервалу 429,0 Н/м відповідає  $D_2 = 50$  мм і  $\ell_2 = 1,75$  м, а найбільше – 3210,7 Н/м – досягається, якщо  $D_2 = 70$  мм,  $\ell_2 = 1,25$  м. Для гілок другої розмірної групи ( $D_2 = 70 \dots 90$  мм,  $\ell_2 = 1,75 \dots 2,25$  м) коефіцієнт жорсткості гілок змінюється від 474,6 Н/м, якщо  $D_2 = 70$  мм і  $\ell_2 = 2,25$  м, до 2260,6 Н/м у разі, коли  $D_2 = 90$  мм і  $\ell_2 = 1,75$  м.

3. Від зведеного коефіцієнта жорсткості скелетних гілок залежить процес роботи ручного вібраційного чи віброударного струшувача горіхів. Для струшування скелетних гілок першої розмірної групи доцільно вибирати відстань захвату  $\ell_2$  в межах 1,25 ... 1,75 м, а другої розмірної групи – 1,75 ... 2,25 м.

## Бібліографічний список

1. Аниферов Ф. Е., Ерошенко Л. И., Теплинский И. З. Машины для садоводства. 2-е изд., перераб. и дополн. Ленинград: Агропромиздат. Ленингр. отд-ние, 1990. 304 с.
2. Бабій П. Т. Механізація виробництва плодів і ягід. 2-е вид., допов. і перероб. Київ: Урожай, 1980. 160 с.
3. Варламов Г. П. Машины для уборки фруктов. Москва: Машиностроение, 1978. 216 с.
4. Демидко М. Е., Беренштейн И. Б. Механизация интенсивного садоводства. Киев: Урожай, 1970. 144 с.
5. Иванченков В. А. Изыскание и исследование энергосберегающей установки для уборки плодов с деревьев в крестьянских (фермерских) хозяйствах: дисс. ... канд. техн. наук. Москва, 2006. 187 с.
6. Какауридзе А. А. Разработка и обоснование устройств для уборки плодов на тракторонедоступных участках: дисс. ... канд. техн. наук. Москва, 1988. 241 с.
7. Крупич Р. О. Розширення технологічних можливостей ручних струшувачів плодів. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2014. № 18. С. 61–68.
8. Крупич Р. О., Шевчук Р. С., Крупич О. М. Методика вибору способу збирання плодів. *Теоретичні основи і практичні аспекти використання ресурсоощадних технологій для підвищення ефективності агропромислового виробництва і розвитку сільських територій*: матеріали Міжнар. наук.-практ. форуму (18–21 вер. 2012 р.). Львів, 2012. С. 483–487.
9. Крупич Р. О., Шевчук Р. С. Технологічні особливості збирання горіхоплідних культур з використанням ручних струшувачів плодів. *Технічний прогрес у сільськогосподарському виробництві*: матеріали ХХІІ Міжнар. наук.-техн. конф. Глеваха: ННЦ «ІМЕСГ», 2014. С. 119–121.
10. Крупич Р. О., Шевчук Р. С., Крупич О. М., Левко С. І. Пристрій для визначення зведеного коефіцієнта жорсткості гілок плодівих дерев. *Вчені Львівського національного аграрного університету виробництву*: каталог інноваційних розробок / за заг. ред. В. В. Снітинського. Львів: Львів. нац. аграр. ун-т, 2017. Вип. 17. С. 61.
11. Кулибеков Г. М. Уборка грецких орехов с крупноштабмовых деревьев машиной с импульсным вибровозбудителем: дисс. ... канд. техн. наук. Кировобад, 1984. 234 с.
12. Лазерний вимірвач відстаней DW040. Технічна характеристика. Інструкція по експлуатації. URL: <http://www.dewalt.ua/siteequipment/productdetails/catno/DW040/info/specifications/> (дата звернення: 10.05.2017).
13. Математическая теория планирования эксперимента / под. ред. С. М. Ермакова. Москва: Наука, 1983. 392 с.
14. Мельников С. В., Алешкин В. Р., Рошин П. М. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов. Ленинград: Колос, 1980. 168 с.



15. Ручний віброударний струшувач плодів: пат. 95453 Україна: МПК А01D 46/26. № u201407346; заявл. 01.07.14; опубл. 25.12.14, Бюл. № 24. 6 с.
16. Шевчук Р. С. Процессы и средства механизации съема плодов: дисс. ... д-ра с.-х. наук. Москва, 2000. 532 с.
17. Шевчук Р. С., Крупиц О. М., Крупиц Р. О. Засоби механізації для збирання горіхоплідних культур. *Науково-технічні та енергетичні засади агропромислового виробництва*: колективна монографія / за ред. В. М. Боярчука та ін. Львів: Львів. нац. аграр. ун-т, 2012. С. 4–15.
18. Шевчук Р. С., Крупиц Р. О. Модернізований ручний струшувач плодів. *Техніка і технології АПК*. 2015. № 3(66). С. 24–26.
19. Шевчук Р. С., Крупиц Р. О. Ручний віброударний струшувач плодів. *Сільськогосподарські машини*: зб. наук. статей. Луцьк, 2011. Вип. 21, т. 2. С. 238–243.
20. Шевчук Р. С., Крупиц Р. О. Ручной виброударный стряхиватель плодов. *MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture*. Lublin, 2015. Vol. 17, No. 4. P. 101–107.
21. Шевчук Р. С., Крупиц Р. О. Ручной виброударный стряхиватель плодов. *Тракторы и сельхозмашины*. 2016. № 1. С. 21–25.
22. Хайлис Г. А., Ковалев М. М. Исследования сельскохозяйственной техники и обработка опытных данных. Москва: Колос, 1994. 169 с.

**Крупиц Р., Шевчук Р., Крупиц О., Левко С., Сало Я.**

### **ДОСЛІДЖЕННЯ ЗВЕДЕНОГО КОЕФІЦІЄНТА ЖОРСТКОСТІ ПЛОДОВИХ ГІЛОК ДЕРЕВ ВОЛОСЬКОГО ГОРІХА**

У статті розглянуто наукову проблему з визначення фізико-механічних властивостей дерев волоського горіха, тобто зведеного коефіцієнта жорсткості плодкових гілок, що дозволяє обґрунтувати параметри ручних струшувачів вібраційної та віброударної дії, а також описати фізичну та математичну моделі плодової гілки в системі «людина – ручний струшувач – плодова гілка».

Встановлено, що зведений коефіцієнт жорсткості гілок залежить від породи дерева, діаметра гілки в основі та відстані від основи гілки до місця прикладання зусилля. У наведених дослідженнях розглянуто скелетні гілки волоського горіха з діаметром в основі від 50 до 90 мм, що розбиті на дві розмірні групи. Перша група мала діаметр в основі 50...70 мм, для якої відстань прикладання зусилля становила 1,25 ... 1,75 м, друга група – гілки з діаметром в основі 70...90 мм, а відстань прикладання зусилля – 1,75 ... 2,25 м. Зі зростанням діаметра гілки в основі та зменшенням відстані від основи гілки до місця прикладання зусилля зведений коефіцієнт жорсткості зростає.

Для проведення замірів розроблено натяжний пристрій, що забезпечував перпендикулярне прикладання сили до гілки зі зміною місця прикладання, тобто зміною висоти над поверхнею міжряддя та відстані до центрального провідника. Пристрій складається зі стійки з опорою та штирями для встановлення й фіксації стійки біля гілки. На стійці монтується рухомий кронштейн з роликом, що дає змогу кріпити один кінець лінви перпендикулярно до гілки залежно від місця прикладання сили. Другий кінець лінви через динамометр кріпиться до опори. Відхилення гілки від положення рівноваги після прикладання сили визначали за допомогою лазерного далекоміра, а силу – динамометром.

Для гілок першої розмірної групи діаметром в основі від 50 до 70 мм на відстані захвату 1,25 ... 1,75 м зведений коефіцієнт жорсткості змінюється в інтервалі 429,0 ... 3210,7 Н/м. Найменше значення цього інтервалу 429,0 Н/м відповідає  $D_2 = 50$  мм і  $\ell_2 = 1,75$  м, а найбільше – 3210,7 Н/м – досягається, якщо  $D_2 = 70$  мм,  $\ell_2 = 1,25$  м. Для гілок другої розмірної групи ( $D_2 = 70 ... 90$  мм,  $\ell_2 = 1,75 ... 2,25$  м) коефіцієнт жорсткості гілок змінюється від 474,6 Н/м, якщо  $D_2 = 70$  мм і  $\ell_2 = 2,25$  м, до 2260,6 Н/м у разі, коли  $D_2 = 90$  мм і  $\ell_2 = 1,75$  м.

**Ключові слова:** волоські горіхи, скелетна гілка, зведений коефіцієнт жорсткості, натяжний пристрій.

**Krupych R., Shevchuk R., Krupych O., Levko S., Salo Ya.**

### **RESEARCH OF THE AGGREGATE COEFFICIENT OF RIGIDITY OF THE WALNUT FRUIT BRANCHES**

The article deals with the scientific problem of determining the physical and mechanical properties of walnut trees and particularly the aggregate coefficient of rigidity of the fruit branches. This allows to ground the parameters of manual shakers of vibration and vibration and impacts action, as well as to describe the physical and mathematical models of the fruit branch in the system «man – manual shaker – fruit branch».

A tensioning device (strainer) was developed for measurements of the perpendicular force applied to a branch with a change of the point of application. This unit consists of a post with a support and pins or dowels for mounting and fixing of the post near the branch. On the post, a movable bracket with a roller is mounted, which



allows one end of the line (cable) to be fixed perpendicular to the branch, depending on the point of force application. The second end of the line through the dynamometer is attached to the support. The deviation of the branch from the equilibrium position after the application of force was determined using a laser range finder, and force by the dynamometer.

It is defined that the aggregate coefficient of rigidity of the branches depends on the tree species, the diameter of the branch at the base and at the distance from the base of the branch to the place of application of the force. In the resulted studies the skeletal branches of a walnut with a diameter in the basis from 50 to 90 mm, which are divided into two dimensional groups are considered. The first group had a diameter of 50...70 mm for which the distance of the force application was 1,25...1,75 m, the second group – the branches with a diameter of 70...90 mm, and the distance of the force application was 1,75...2,25 m. The aggregate coefficient of rigidity was increased with the growth of the diameter of the branch at the base and with the reduction of distance from the base of the branch to the place of force application.

For branches of the first dimensional group with a diameter in the basis of 50 to 70 mm at a holding distance of 1,25...1,75 m, the aggregate coefficient of rigidity varies in the range of 429,0...3210,7 N/m. The smallest value of 429,0 N/m at this interval corresponds to  $D_e = 50$  mm and  $\ell_e = 1,75$  m, and most of all – 3210,7 N/m is achieved if  $D_e = 70$  mm,  $\ell_e = 1,25$  m. For the branches of the second dimension group of ( $D_e = 70...90$  mm,  $\ell_e = 1,75...2,25$  m), the rigidity of the branches varies from 474,6 N/m, if  $D_e = 70$  mm and  $\ell_e = 2,25$  m, to 2260,6 N/m in the case of  $D_e = 90$  mm and  $\ell_e = 1,75$  m.

**Key words:** walnuts, skeletal branch, aggregate coefficient of rigidity, tensioning device.

*Стаття надійшла 22.10.2018*

## ОГЛЯД РЕОЛОГІЧНИХ МОДЕЛЕЙ

Роман Шеремета

Львівський національний аграрний університет,  
вул. Володимира Великого, 1, м. Дубляни, Жовківський р-н, Львівська обл., Україна  
e-mail: romansheremeta@ukr.net

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2018.01.022>

**Постановка проблеми.** Для моделювання механічних процесів операцій переробки та зберігання сільськогосподарської продукції необхідно враховувати структурно-механічні властивості оброблюваного продукту та його стійкість до пошкодження під час попередньої обробки та транспортування, а також за різних режимів взаємодії з виконавчими органами машин у процесі переробки.

**Постановка завдання.** Наше завдання – провести аналіз існуючих реологічних моделей та окреслити область їх можливого застосування для біологічних матеріалів.

**Виклад основного матеріалу.** Реологія – наука про деформацію і текучість речовини. Ця наука розглядає процеси, пов'язані з незворотними залишковими деформаціями й текучістю різноманітних в'язких і пластичних матеріалів, явища релаксації напружень [1].

Термін «реологія» ввів американський учений Ю. Бінгам, якому належать цінні реологічні дослідження рідин і дисперсних систем. Офіційно термін «реологія» прийнятий на 3-му симпозіумі по пластичності (1929, США), однак окремі положення реології були встановлені задовго до цього. Історичні джерела реології в широкому сенсі сягають дуже давніх часів, коли людство тільки почало усвідомлювати особливості механічної поведінки навколишнього матеріального світу [1].

Механіка деформівного твердого тіла вивчає поведінку твердих тіл в умовах навантажень:

- *теорія пружності* описує матеріали, які відновлюють свою форму після припинення силового впливу на них;
- *теорія пластичності* описує матеріали (тіла), що набувають незворотної деформації після прикладання до них силових впливів;
- *механіка руйнування* описує закономірності зародження й розвитку неоднорідностей і дефектів структури матеріалу типу тріщин,

дислокацій, пор, включень тощо за статичних і динамічних навантажень.

Основними реологічними властивостями є пружність, пластичність, в'язкість, міцність.

**Основні реологічні моделі.** У реології механічні властивості матеріалів мають вигляд реологічних моделей, в основу яких покладено три ідеальні закони, що пов'язують напруження з деформацією. Їм відповідають три елементарні моделі ідеалізованих матеріалів, які характеризуються основними реологічними властивостями (пружність, пластичність, в'язкість):

- ідеально пружне тіло Гука (лінійне еластичне тіло);
- ідеально в'язке тіло Ньютона (ньютонівська рідина);
- ідеально пластичне тіло Сен-Венана – Кулона.

Лінійне еластичне тіло, *тіло Гука* (модель Гука), відображає поведінку ідеально пружного (без втрат) твердого матеріалу. Згідно з цією моделлю напруження є пропорційним деформації:

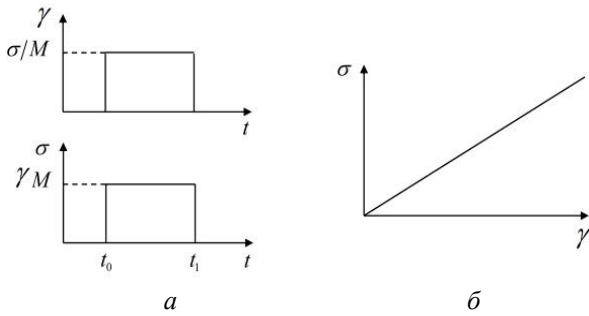
$$\sigma(t) = E \cdot \gamma(t), \quad (1)$$

де  $\sigma(t)$  – напруження як функція часу  $t$ ;  $E$  – незалежний від часу модуль пружності (модуль Юнга), МПа;  $\gamma(t)$  – деформація як функція часу.

Згідно з моделлю Гука прикладання навантаження дає миттєву деформацію. Зняття навантаження дає миттєве та повне відновлення форми. Тіло Гука не має пам'яті: напруження в заданий момент часу залежить тільки від деформації в той самий час. Тіло Гука показано на рис. 1. Діаграму часу напруження для постійного напруження, що застосовується в момент часу  $t_0$  і видаляється з часом [14; 16], показано на рис. 2, а, деформаційну діаграму – на рис. 2, б.



Рис. 1. Тіло Гука  
Fig. 1. Body of Hook



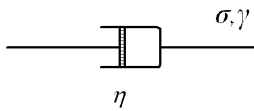
**Рис. 2.** Діаграма напруження тіла Гука від часу для постійного напруження, що прикладається в момент часу  $t_0$  і знімається з часом (а), діаграма деформації (б)

**Fig. 2.** Diagram strain Hooke body occasionally for constant voltage that is applied at time  $t_0$  and removed over time (a), diagram of deformation (б)

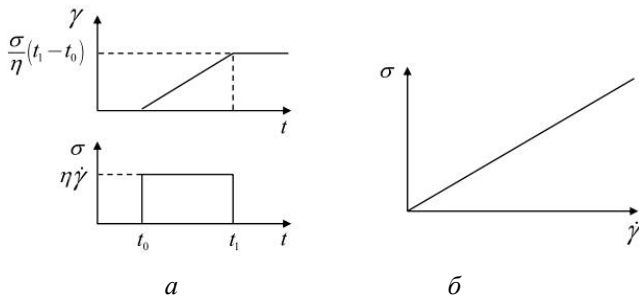
Лінійне в'язке тіло, **тіло Ньютона** (модель Ньютона, елемент Ньютона) представляє іншу екстремальну поведінку в розмаїтті лінійних реологічних тіл, поведінку в'язкої рідини. Напруження є пропорційним швидкості деформації:

$$s(t) = h \cdot g(t), \quad (2)$$

де  $\eta$  – в'язкість, незмінна з часом, Па·с.



**Рис. 3.** Тіло Ньютона  
**Fig. 3.** Newton's Body



**Рис. 4.** Діаграма напруження тіла Ньютона від часу для постійного напруження, що прикладається в момент часу  $t_0$  і знімається з часом (а), діаграма деформації (б)

**Fig. 4.** Diagram strain Newton's body occasionally for constant voltage that is applied at time  $t_0$  and removed over time (a), diagram of deformation (б)

Прикладення навантаження дає негайну лінійно зростаючу деформацію. Зняття навантаження не призводить до зникнення деформації – відновлення не відбувається, тіло Ньютона (рис. 3)

має пам'ять. Діаграма деформації в часі для постійного напруження, що прикладається в момент часу  $t_0$  і знімається в часі  $t_1$ , показана на рис. 4, а, діаграма напружено-деформованого діапазону – на рис. 4, б.

Біологічний аналог тіла Ньютона – різні біологічні рідини: плазма крові, лімфа.

Ідеально пластичне **тіло Сен-Венана – Кулона** – це тверде тіло, що знаходиться на площині, при русі якого тертя є постійним і не залежить від нормальної сили (рис. 5, а). В основі цієї моделі лежить закон зовнішнього (сухого) тертя, відповідно до якого деформація відсутня, якщо напруження зсуву менше деякої величини  $\sigma_T$ , яка називається межею текучості. Якщо навантаження досягає межі текучості, то розвивається деформація ідеально пластичного тіла, яка не має межі, і течія відбувається з будь-якою швидкістю (рис. 5, б).

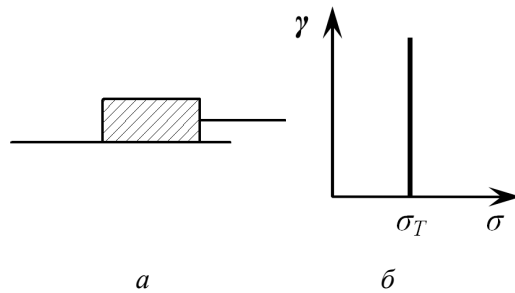
Величина  $\sigma_T$  відображає міцність структури тіла [7]:

$$\sigma < \sigma_T \quad \gamma = 0.$$

При досягненні межі текучості розвивається деформація ідеально пластичного тіла, яка не має межі, і течія відбувається з будь-якою швидкістю:

$$\sigma = \sigma_T \quad \gamma > 0.$$

Величина  $\sigma_T$  відображає міцність тіла. При  $\sigma = \sigma_T$  структура ідеального пластичного тіла руйнується, після чого опір навантаженню повністю відсутній.



**Рис. 5.** Модель ідеально пластичного тіла Сен-Венана – Кулона (а) та залежність деформації цього тіла від напруження (б)

**Fig. 5.** The model of the perfectly plastic body of Saint-Venant – Coulomb (a), the dependence of the deformation of this body on strain (б)

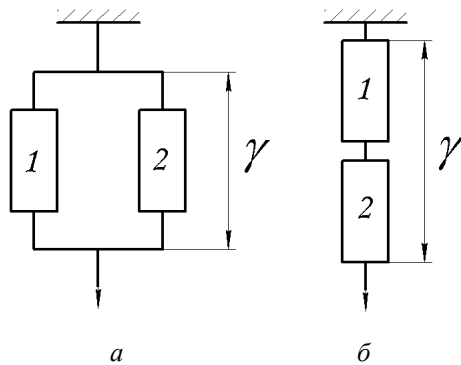
Біологічним прикладом моделі можуть слугувати патологічно змінені суглоби опорно-рухового апарату людини.

Порівняння ідеальних реологічних моделей показує, що енергія, яка витрачається на дефор-

мацію пружного тіла Гука, повністю витрачається на відновлення до початкової форми після припинення дії навантаження, а при деформації в'язкого і пластичного тіл енергія перетворюється на теплоту.

**Складні реологічні моделі.** Різноманітні реологічні властивості реальних тіл можна моделювати за допомогою різноманітних комбінацій трьох ідеальних моделей. У роботі [10] передбачається як основна аксіома, що будь-який реальний матеріал володіє всіма фундаментальними реологічними властивостями, але в різному співвідношенні.

Складні моделі складаються з декількох ідеальних моделей, з'єднаних паралельно або послідовно (рис. 6).



**Рис. 6.** Схеми паралельного (а) і послідовного (б) з'єднання моделей  
**Fig. 6.** Schemes of parallel (a) and serial (b) connection of models

При паралельному з'єднанні елементів (рис. 6, а) повне навантаження складається з навантажень окремих елементів, а повна деформація  $\gamma$  однакова для всіх елементів:

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_1 + \sigma_2; \quad \gamma_{\Sigma} = \gamma_1 = \gamma_2. \quad (3)$$

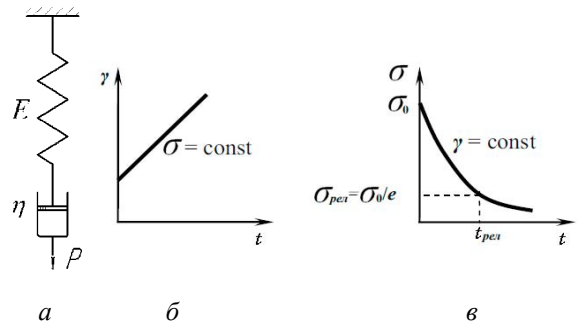
При послідовному з'єднанні елементів (рис. 6, б) повне напруження  $\sigma$  припадає на кожний елемент, а повна деформація  $\gamma$  складається з деформацій елементів, що складають систему:

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_1 = \sigma_2; \quad \gamma_{\Sigma} = \gamma_1 + \gamma_2. \quad (4)$$

**Модель Максвелла.** Реальні тіла, особливо структуровані системи, мають одночасно властивості твердого і рідкого тіл. Механічні властивості були змодельовані Максвеллом за допомогою послідовного з'єднання елементів Гука ( $G$ ) і Ньютона ( $H$ ) (рис. 7, а) [3; 17; 18; 20].

У моделі Максвелла елементи з'єднані послідовно, тому загальне навантаження передається повністю на елементи Гука ( $G$ ) і Ньютона ( $H$ ):

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_G = \sigma_H. \quad (5)$$



**Рис. 7.** Модель Максвелла (а) та залежність його деформації (б) і напруження (при  $\gamma = \text{const}$ ) (в) від часу  
**Fig. 7.** Maxwell's model (a) and the dependence of its deformation (b) and strain (at  $\gamma = \text{const}$ ) (c) on time

Загальна деформація складається з деформацій окремих елементів:

$$\gamma_{\Sigma} = \gamma_G + \gamma_H, \quad (6)$$

$$g_G = \frac{S}{E} - \text{деформація елемента Гука};$$

$$g_H = \frac{S}{h} \cdot t - \text{деформація елемента Ньютона.}$$

Загальна деформація:

$$g_{\Sigma} = \frac{S}{E} + \frac{S}{h} \cdot t. \quad (7)$$

Швидкість деформації буде рівна сумі швидкостей деформацій Гука і Ньютона:

$$\frac{dg_{\Sigma}}{dt} = \frac{1}{E} \cdot \frac{dS}{dt} + \frac{S}{h}. \quad (8)$$

Чим більший час дії навантаження, тим більша деформація. Модель Максвелла – це модель, яка утворює незворотні деформації (рис. 7, б).

Миттєва та фіксована деформації реалізуються за миттєвого розтягу моделі зі збереженням надалі постійної деформації. Під час утримання постійної деформації внутрішнє напруження, яке виникло, поступово зменшується (релаксує) внаслідок деформування в'язкого елемента (рис. 7, в).

**Релаксація** – це зменшення напруження з часом.

Нехай тіло піддається деформації і потім утримується в цьому стані. Деякі окремі випадки реологічної поведінки тіл розглядають при ізометричному (ступенева зміна довжини об'єкта і вимір в часі значення напруження) і фізіологічному режимах деформації (постійна сила, що розтягує, і вимір у часі довжини системи).

У такому разі  $g = \text{const}$ ,  $\dot{g} = 0$  і рівняння зводиться до такого:

$$\frac{\dot{g}}{E} + \frac{g}{h} = 0. \quad (9)$$

Розділимо змінні і проінтегруємо рівняння (9):

$$\int_{s_0}^s \frac{ds}{s} = -\frac{E}{h} \int_0^t dt \quad (10)$$

або

$$s = s_0 e^{-\frac{E}{h}t} \quad (11)$$

Таким чином, зменшення напружень у тілі з часом має експонентний характер і характеризується часом релаксації:

$$t_p = \frac{h}{E} \quad (12)$$

Час, протягом якого напруження зменшується в  $e$  разів (до  $\approx 0,37 \sigma_0$ ), називається часом релаксації (рис. 8). Якщо час дії на систему  $t$  набагато менший від часу релаксації  $t \ll t_p$ , то система проявляє тільки пружні властивості.

Зменшення напруження при постійному навантаженні називається релаксацією напруження. Початкове напруження  $\sigma = \sigma_0 = \sigma_{np} = \gamma E$ , зумовлене пружністю елемента  $E$ , поступово зникає через незворотну деформацію у в'язкому елементі  $\eta$ .

При фізіологічному накладенні напруження в певний момент пружний елемент починає миттєво розтягуватися на величину  $\sigma / E$ , а в'язкий елемент починає поступово переміщатися зі швидкістю  $\sigma / \eta$ . Коли в деякий інший момент напруження знімається, пружний елемент миттєво скорочується, але в'язкий елемент залишається в поточному положенні.

Числовий аналіз такої поведінки при  $\sigma = const$  дає рівняння:

$$\dot{g} = \frac{S}{h} \rightarrow g = \frac{S}{h}t \quad (13)$$

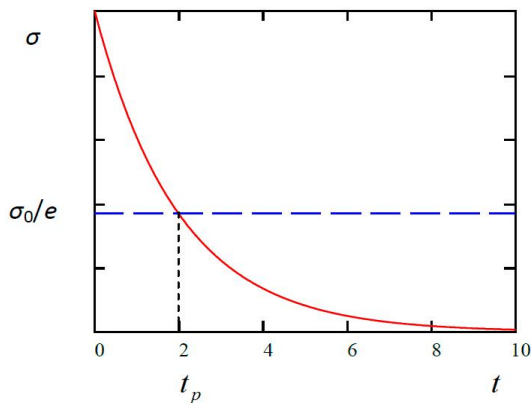


Рис. 8. Залежність напруження від часу і час релаксації в моделі Максвелла

Fig. 8. Dependence of strain on time and relaxation time in the Maxwell model

Рівняння (13) також характерне для моделі Ньютона.

Гладкі і скелетні м'язи поведуться в основному подібно тілу Максвелла. Це сприяє більшій розтяжності порожнистих органів, наприклад, кровоносних судин.

**Модель Кельвіна – Фойгта** – це модель в'язко-пружного тіла, яке здатне поновлювати свої властивості після зняття навантаження (еластичність) [13; 14]. Така модель утворюється внаслідок паралельного з'єднання тіла Гука і Ньютона (рис. 9).

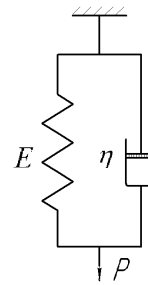


Рис. 9. Модель в'язко-пружного тіла Кельвіна – Фойгта

Fig. 9. Model of the visco-elastic body of Kelvin – Voigt

У цій моделі деформація є постійна, а напруження сумуються:

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_{\Gamma} + \sigma_{\eta}; \quad (14)$$

$$\gamma_{\Sigma} = \gamma_{\Gamma} = \gamma_{\eta}. \quad (15)$$

Поведінка тіла Кельвіна – Фойгта описується таким диференціальним рівнянням:

$$s_{\Sigma} = g \cdot E + h \cdot \frac{dg}{dt} \quad (16)$$

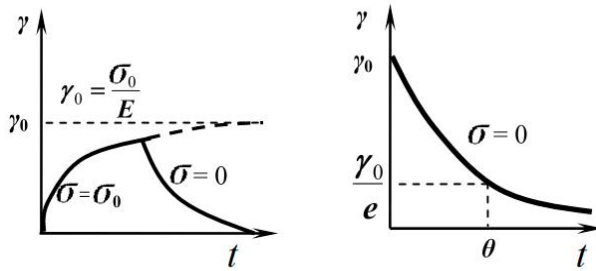
Тобто повне напруження розподіляється між пружним і пластичним елементами.

При ростягу в умовах постійно прикладеного навантаження  $\sigma = const$  розв'язок даного рівняння дає:

$$g = \frac{S}{E} \left( 1 - e^{-\frac{t}{T}} \right), \quad (17)$$

де  $T = \frac{h}{E}$  – час запізнювання (повзучості, ретардації);  $g_{\infty} = \frac{S}{E}$  – максимальна відносна деформація.

Залежність відносної деформації від часу у моделі Кельвіна – Фойгта показана на рис. 10. Після зняття постійного навантаження зразок буде повільно повертатися до своєї первісної форми, також дотримуючись експоненційної кривої (експоненціальна повзучість).



**Рис. 10.** Залежність деформацій тіла Кельвіна – Фойгта від часу

**Fig. 10.** Dependence of the deformations of the Kelvin – Voigt body from time to time

Швидкість деформації:

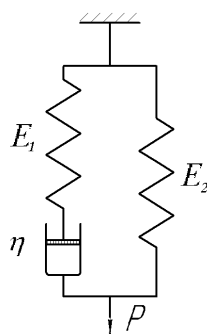
$$\frac{dg}{dt} = \frac{P}{h} - \frac{E}{h} \cdot g. \quad (18)$$

Модель Кельвіна – Фойгта (модель в'язко-пружного тіла) характеризується уповільненою оборотною деформацією та здатна відновлювати свої властивості після зняття навантаження.

**Модель Зінера** (модель стандартного лінійного тіла) – реологічна модель лінійного в'язко-пружного тіла, що складається з двох пружних елементів та в'язкого елемента. Така модель узагальнює характеристики моделей Кельвіна – Фойгта та Максвелла (рис. 11) [14; 18; 20].

Тож трьохелементна система моделі Зінера може бути описана таким рівнянням:

$$\frac{dg}{d(t)t} = \frac{E_2 \left( \frac{h}{E_2} \frac{dS(t)}{dt} + S(t) - E_1 g(t) \right)}{E_1 + E_2}. \quad (19)$$



**Рис. 11.** Модель лінійного в'язко-пружного тіла Зінера

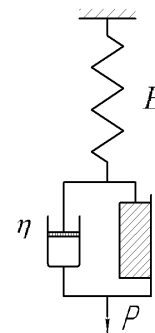
**Fig. 11.** The model of the linear viscous-elastic body of Ziner

**Модель Бінгама.** Тіло, яке виявляє в'язкі або пружні властивості залежно від напруження, – в'язко-пластична модель Бінгама – це комбінація всіх трьох ідеальних елементів: до з'єднаних пара-

лельно елементів Ньютона і Сен-Венана – Кулона послідовно приєднаний елемент Гука (рис. 12).

Так, наприклад, при електролітичному відновленні або газотермічному напиленні шар, який безпосередньо осідає на основний матеріал (адгезійний), повинен досить добре з'єднатися з основним матеріалом і володіти певним опором до сколювання та відшаровування. Цей шар можна моделювати тілом Бінгама [2].

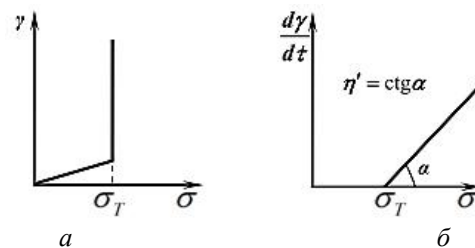
Наявність у цій моделі тіла Сен-Венана – Кулона дозволяє відобразити здатність опиратися сколюванню або міцність зчеплення (адгезію) з основним матеріалом деталі, для багатшарових матеріалів.



**Рис. 12.** Модель в'язко-пластичного тіла Бінгама

**Fig. 12.** Model of Bingham's visco-plastic body

За малих напружень ( $\sigma < \sigma_T$ ) розвиваються тільки пружні деформації (у тілі Гука). При досяганні напруження  $\sigma > \sigma_T$  має місце пластична деформація, яка зростає нескінченно (течія в'язко-пластичного тіла) (рис. 13).



**Рис. 13.** Залежність деформації тіла Бінгама від напруження (а) і швидкості деформації (б) цього тіла від напруження

**Fig. 13.** The dependence of the Bingham body deformation on the strain (а) and the deformation rate (б) of this body from strain

Математична модель в'язко-пластичного тіла – рівняння Шведова – Бінгама має вигляд:

$$s = s_T + h' \cdot \frac{dg}{dt}, \quad (20)$$

де  $\eta'$  – пластична або структурна в'язкість, Па·с;  $s_T$  – межа текучості, Па.

При навантаженнях, менших за межу текучості  $\sigma_T$ , швидкість деформації дорівнює нулю, а при більших – швидкість деформації зростає і описується прямою, що виходить з точки  $\sigma = \sigma_T$  (рис. 13, б).

Щоб проаналізувати взаємодію робочих органів ґрунтообробних сільськогосподарських машин з ґрунтовим середовищем, для опису ґрунтового середовища, розглянуто модель у роботі [5]. Особливістю цієї моделі (рис. 14) є послідовне з'єднання тіл Кельвіна – Фойгта та Бінгама, між якими встановлено додатковий елемент – стопор.

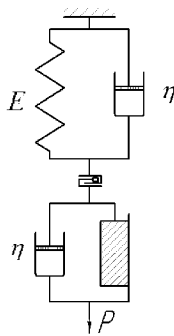


Рис. 14. Модель ґрунтового середовища  
Fig. 14. Model of soil environment

За цією моделлю спочатку деформується лише тіло Кельвіна – Фойгта, а в разі досягнення граничного напруження – деформується й тіло.

**Модель Прандтля** – модель твердого тіла з пружними властивостями до певної межі навантаження (межі текучості), перевищення якої призводить до необмеженої миттєвої деформації. Тіло Прандтля являє собою послідовно з'єднані тіла Сен-Венана – Кулона та Гука (рис. 15).

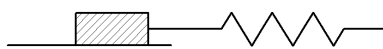


Рис. 15. Модель Прандтля  
Fig. 15. Prandtl Model

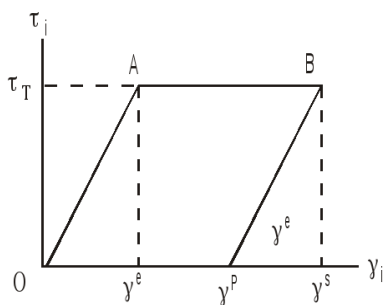


Рис. 16. Деформаційна крива тіла Прандтля  
Fig. 16. Prandtl's body deformation curve

У тіла Прандтля деформація при розвантаженні відновлюється лише частково. Загальна деформація зсуву складається з пружної і пластичної частин. Для підтримки розвитку пластичної деформації не потрібно підвищення напруження  $\tau$  до значень, що перевищують межу текучості  $\tau_T$ , досить підтримувати напруження, рівне межі текучості (рис. 16).

**Модель Бюргерса.** Згідно з [6; 11] реологічні властивості асфальтобетонів непогано описує так названа модель Бюргерса (рис. 17), що складена з двох послідовно з'єднаних ланок: моделі Максвелла і моделі Кельвіна – Фойгта [4].

Диференціальні рівняння, що пов'язують напруження і деформацію для моделі Бюргерса:

$$\frac{h_2}{E_1} \cdot s + \left(1 + \frac{E_2}{E_1} + \frac{h_2}{h_1}\right) s + \frac{E_2}{h_1} \int s dt = h_2 \frac{dg}{dt} + E_2 g, \quad (21)$$

або в інтегральному вигляді:

$$\frac{h_2}{E_1} \cdot s + \left(1 + \frac{E_2}{E_1} + \frac{h_2}{h_1}\right) \int s dt + \frac{E_2}{h_1} \int \left[ \int s dt \right] dt = h_2 g + E_2 \int g dt. \quad (22)$$

Основним недоліком моделі Бюргерса є те, що незворотні пластичні деформації  $\gamma_1$  починають накопичуватись відразу після того, як тільки буде виконана умова  $\sigma > 0$ .

У роботі [15] модель Бюргерса використано під час дослідження характеристики стабільності та коливання двомірного осевого рухомого полотна.

Рівняння повзучості моделі Бюргерса [10] має такий вигляд:

$$g = \frac{s}{E_1} + \frac{st}{h_1} + \left(\frac{s}{E_2}\right) \left[1 - e^{-\frac{E_2 t}{h_2}}\right]. \quad (23)$$

Прагнення дослідників точніше відобразити поведінку харчових матеріалів під навантаженням призвело до створення складних моделей, що значно ускладнило розрахунки. Є низка робіт, в яких зроблена спроба моделювати той чи інший технологічний процес. Наприклад, Н. К. Гупта і К. Д. Чойшнер запропонували описувати деформацію свіжого хліба при різанні реологічною моделлю **Шоффільда – Скотт-Блера** з елементом, що відображає втрату міцності хліба при зрізі (рис. 18). Під час різання хліба тиск через ніж передається хлібу, який спочатку відчуває миттєву еластичну ( $E_1$ ) і сповільнену в'язко-пружну ( $E_2, \mu_2$ ) деформації, потім при напруженні, що перевищує межу текучості ( $\tau_T$ ), матеріал пластично деформується ( $\tau_T, \mu_1$ ). При напруженні, що дорівнює межі міцності при зрізі ( $\tau_B$ ), відбувається поділ матеріалу (різання).



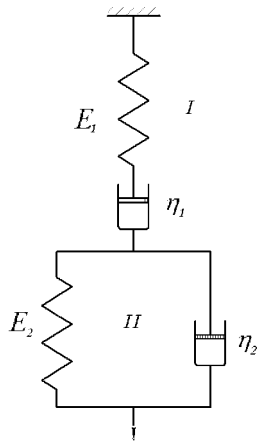


Рис. 17. Модель Бюргерса  
Fig. 17. Burgers model

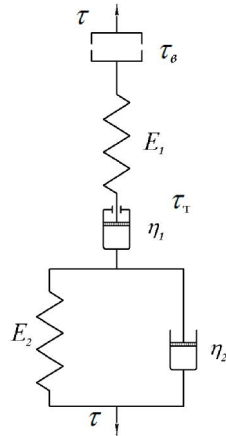


Рис. 18. Модель Шоффільда – Скотт-Блера  
Fig. 18. Model of Schoffield – Scott-Blair

Реологічне рівняння моделі Шоффільда – Скотт-Блера має такий вигляд:

$$g = \frac{\tau}{E_1} + \left( \frac{t}{h_2} \right) \cdot e^{-\frac{E_2 t}{h_2}} + \frac{(t - t_r)}{h_1}. \quad (24)$$

Різнання хліба починається при  $\tau > \tau_v$ . Для створення невеликої пластичної деформації хліба необхідно, щоб час прикладання навантаження (різання) був якомога меншим, тобто швидкість деформації повинна бути такою, щоб було швидко досягнуто максимальне напруження на зріз, а пластична деформація була б незначною.

Модель пшеничного тіста при розтягуванні має складніший вигляд (рис. 19) [8].

У роботі [9] проведено теоретичне дослідження реологічних характеристик зернової крохмалевмісної сировини спиртового виробництва, зокрема здійснена оцінка відносної деформації зерна кукурудзи при подрібненні залежно від нормальних напружень та відносної вологості матеріалу, на основі аналізу запропонованої механіко-реологічної моделі цієї сировини (рис. 20).

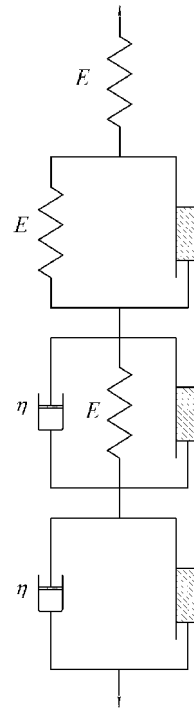


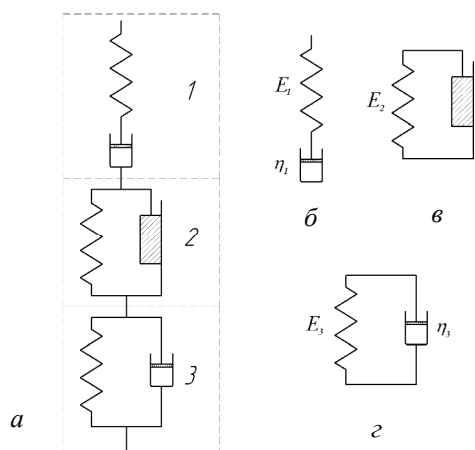
Рис. 19. Модель пшеничного тіста при розтягуванні  
Fig. 19. Model of wheat dough during stretching

Запропонована реологічна модель являє собою послідовне з'єднання ідеального тіла Максвелла (описує еластичну оболонку зерна, що містить зв'язану вологу), тіла, що являє собою паралельне з'єднання ідеально-пружного тіла Гука з ідеально пластичним тілом Сен-Венана (описує поведінку мучнистого ендосперму, що містить пружно-пластичний крохмальний наповнювач) і тіла Кельвіна (описує поведінку пружного зародка, що містить молекулярну вологу).

Аналіз результатів дозволяє зробити висновок, що збільшення прикладеного зусилля та, як наслідок, нормальних напружень у зерні призводить до нелінійного зростання його відносної деформації. На початковому етапі прикладання зусилля до зернини в матеріалі виникають переважно пружні деформації, а за подальшого зростання напруження форма деформаційної кривої набуває вигляду вітки параболи, що свідчить про переважні пластичні деформації, що відбуваються в зернині, аж до його руйнування при 1,65 МПа та деформації 0,28.

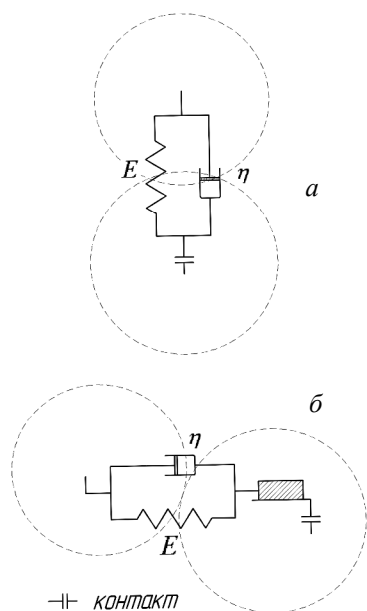
Дослідники J. Wicsek та M. Molenda [19] провели серію випробувань для вивчення впливу вологості ріпаку на фізичні властивості зернистого покриву. Вивчено навантажувальну характеристику збірки зерна, що вилита в кубічну випробувальну камеру та піддається одноосному обмеженому стискуванню.





**Рис. 20.** Реологічна модель: *a* – зернина кукурудзи; *б* – оболонка; *в* – ендосперм; *г* – зародок

**Fig. 20.** Rheological model:  
*a* – corn grain; *б* – shell; *в* – endosperms; *г* – germ



**Рис. 21.** Моделі механічного контакту:

*a* – в'язко-пружні в нормальному напрямі; *б* – в'язко-еласто-фрикційні в тангенціальному напрямі

**Fig. 21.** Contact mechanics models:

*a* – viscous-elastic in normal direction, *б* – viscous-elasto-frictional in tangential direction

Випробування проводили за вологості насіння ріпаку 7,5, 9 та 12 %. Встановлено, що розподіл навантаження значно змінювався з умістом води в насінні. Найменший ефективний модуль пружності був отриманий для зерна ріпаку з вологістю 12 %. Порівняння експериментальних даних та числового моделювання за методом дискретних елементів показало як кількісне, так і якісне узгодження.

У цьому дослідженні застосовано нелінійну контактну модель без ковзання [12] з використанням в'язко-пружної моделі в нормальному напрямі

(рис. 21, *a*) і моделі пружного, в'язкого та пластичного тіла в тангенціальному напрямі (рис. 21, *б*).

Ці моделі передбачають накопичення енергії у системі, у той час як моделі в'язкого і пластичного тіла передбачають розсіювання енергії.

**Висновки.** Для забезпечення максимально високого рівня якості готової продукції виробничі процеси збирання, зберігання, транспортування та, особливо, переробки повинні бути адаптовані до реологічних властивостей оброблюваних матеріалів.

Біологічні сільськогосподарські матеріали, зокрема насіння пшениці та інших культур, мають складну багатшарову реологічну структуру, що потребує ґрунтовного вивчення їх реологічної структури.

Для того щоб найбільш адекватно описувати реологічні властивості сільськогосподарських матеріалів, потрібно використовувати моделі, що складаються з трьох і більше елементів. Проте зі зростанням кількості елементів зростає не тільки точність опису конкретного біологічного матеріалу, а й значно ускладнюється їх математичний аналіз.

### Бібліографічний список

1. Арет В. А., Николаев Б. Л., Николаев Л. К. Физико-механические свойства сырья и готовой продукции. Санкт-Петербург: ГИОРД, 2009. 448 с.
2. Артемчук В. В. Реологічні властивості багатшарових матеріалів. *Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна*. 2011. Вип. 37. С. 20–25.
3. Багтєнев Г. М., Френкель С. Я. Физика полимеров / под ред. д-ра физ.-мат. наук А. М. Ельашевича. Ленинград: Химия, 1990. 432 с.
4. Богомолов В. О., Жданюк В. К., Ряпухін В. М., Богомолов С. В. Реологічна модель роботи асфальтобетону при стисканні. *Автошляховик України*. 2010. № 3. С. 34–37.
5. Ковбаса В. П. Механіко-технологічне обґрунтування оптимальної взаємодії робочих органів з ґрунтом: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Київ, 2006. 35 с.
6. Конструирование и расчет нежестких дорожных одежд / под ред. Н. Н. Иванова. Москва: Транспорт, 1973. 328 с.
7. Кострицький А. І., Калінков О. Ю., Тіщенко В. М., Берегова О. М. Фізична та колоїдна хімія: навч. посіб. Київ: Центр навч. літ., 2008. 496 с.
8. Кузнецов О. А., Волошин Е. В., Сагітов Р. Ф. Реология пищевых масс: учеб. пособие. Оренбург: ГОУ ОГУ, 2005. 106 с.
9. Паламарчук І. П., Янович В. П., Купчук І. М. Дослідження реологічних характеристик зернової крохмалевмісної сировини спиртового виробництва. *Техніка, енергетика, транспорт АПК*. 2016. № 3 (95). С. 130–134.
10. Рейнер М. Реология. Москва: Наука, 1965. 223 с.
11. Шульман З. П., Ковалев Я. Н., Зальциндлер Э. А. Реофизика конгломератных материалов. Минск: Наука и техника, 1978. 240 с.

12. Ji S., Shen H. H. Contact Force Models for Granular Flows: Report No. 04-02. Potsdam; New York: Department of Civil and environmental engineering. Clarkson University, 2004. P. 3699–5710.
13. Lord Kelvin (Sir W. Thomson) «Elasticity» *Encyclopedia Britannica*. 9th ed. London, 1875.
14. Mainardi F., Gorenflo R. Time-fractional derivatives in relaxation processes: a tutorial survey. *Fractional Calculus and Applied Analysis*. 2007. Vol. 10, No. 3. P. 269–308.
15. Marynowski K., Kapitaniak T. Kelvin-Voigt versus Bürgers internal damping in modeling of axially moving viscoelastic web. *International Journal of Non-Linear Mechanics*. 2002. 37. P. 1147–1161.
16. Moczo P., Kristek J., Franck P. Lecture Notes on Rheological Models. *DAPEM FMPI CU*. 2006. 40 p.
17. Renaud F., Dion J.-L., Chevallier G., Tawfiq I., Lemaire R. A new identification method of viscoelastic behavior: Application to the generalized Maxwell model. *Mechanical Systems and Signal Processing, Elsevier*. 2011. 25. P. 991–1010.
18. Shahsavari R., Ulm F.-J. Indentation analysis of fractional viscoelastic solids. *Journal of mechanics of materials and structures*. 2009. Vol. 4, No. 3. P. 523–550.
19. Wiecek J., Molenda M. Moisture-dependent physical properties of rapeseed – experimental and DEM modeling. *International Agrophysics*. 2011. 25. P. 59–65.
20. Xiao R., Sun H., Chen W. An equivalence between generalized Maxwell model and fractional Zener model. *Mechanics of Materials*. 2016. 100. P. 148–153.

### Шеремета Р.

#### ОГЛЯД РЕОЛОГІЧНИХ МОДЕЛЕЙ

Продукти харчування під час заготівлі, транспортування, зберігання, а особливо під час переробки, піддаються різним механічним впливам. При цьому виробничі процеси повинні бути організовані так, щоб забезпечити максимально високий рівень якості готових продуктів. Успішному розв'язанню цієї задачі сприяє знання реологічних властивостей та текстури харчових продуктів. Харчові продукти, включаючи сировину та напівфабрикати, залежно від складу, дисперсного складу та структури володіють різними реологічними властивостями й текстурними відмінними ознаками.

У статті проведено аналіз як елементарних реологічних моделей, таких як модель Гука (ідеально пружне тіло), Ньютона (ідеально в'язке тіло) і Сен-Венана – Кулона (ідеально пластичне тіло), так і інших складніших комбінацій цих елементарних реологічних моделей, таких як модель Максвелла, Кельвіна – Фойгта, Зінера, Прандтля, Бінгама та інших. Також наведено приклади їх використання.

Біологічні сільськогосподарські матеріали мають складну багатшарову реологічну структуру. Переважно кожен із цих шарів володіє власними, відмінними від інших властивостями. Тому для точнішого опису поведінки біологічних сільськогосподарських матеріалів під час транспортування та процесу переробки, а зокрема при взаємодії з робочими органами машин, потрібно детально вивчати реологічну структуру цих матеріалів.

Щоб найбільш адекватно описувати реологічні властивості сільськогосподарських матеріалів, потрібно використовувати моделі, що складаються з трьох та більше елементів. Проте зі зростанням кількості елементів зростає не тільки точність опису конкретного біологічного матеріалу, а й значно ускладнюється їх математичний аналіз.

**Ключові слова:** напруження, деформація, релаксація, реологія, реологічні моделі, тіло Гука, тіло Ньютона, тіло Сен-Венана – Кулона.

### Sheremeta R.

#### REVIEW OF REOLOGICAL MODELS

Foodstuffs during harvesting, transportation, storage, especially during processing are subject to various mechanical influences. In this case, the production processes should be organized in such a way as to ensure the highest possible level of quality of finished products. A successful solution to this problem is the knowledge of rheological properties and texture of food products. Food products, including raw materials and semi-finished products, vary by their composition, disperse composition and structure, with different rheological properties with texture distinctive features.

The article analyzes both elementary rheological models such as the model of Hooke (perfectly elastic body), Newton (perfectly viscous body) and Saint-Venant – Coulomb (ideally plastic body) as well as other more complex combinations of these elementary rheological models such as the model of Maxwell, Kelvin – Voigt, Ziner, Prandtl, Bingham and others. Examples of their use are also given.

Biological agricultural materials have a complex multilayered rheological structure. Preferably, each of these layers has its own, different from other properties. Therefore, for a more precise description of the behavior of biological agricultural materials during transportation, and the process of processing, and in particular in the interaction with the working bodies of cars, it is necessary to study in detail the rheological structure of these materials.

In order to adequately describe the rheological properties of agricultural materials, it is necessary to use models consisting of three or more elements. However, with increasing number of elements, not only the precision of the description of a particular biological material increases, but also their mathematical analysis becomes much more complicated.

**Key words:** strain, deformation, relaxation, rheology, rheological models, Hooke's body, Newton's body, Saint-Venant's – Coulomb body.

Стаття надійшла 14.10.2018

## Розділ 2

# МАШИНИ ТА РОБОЧІ ПРОЦЕСИ АГРОПРОМИСЛОВОГО ВИРОБНИЦТВА

УДК 631.331.85.001.53

## ДОСЛІДЖЕННЯ ПНЕВМОСТРУМИННИХ ВИСІВНИХ АПАРАТІВ ДИСКРЕТНОЇ ДІЇ ДЛЯ ШВИДКІСНОЇ СІВБИ В ІНФОРМАЦІЙНІЙ СИСТЕМІ ЗЕМЛЕРОБСТВА

**Віктор Аулін, д. т. н., Андрій Панков, к. т. н., Андрій Щеглов, к. т. н.**

*Центральноукраїнський національний технічний університет,  
Університетський проспект, 8, м. Кропивницький, Україна,  
e-mail: aulinVV@gmail.com*

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2018.01.031>

**Постановка проблеми.** Через те що в більшості країн можливості розширення посівних площ обмежені або повністю вичерпані, стійкого нарощування виробництва зерна можливо досягти тільки за рахунок збільшення врожайності. Щоб виконати це завдання, необхідно насамперед удосконалити технології й технічні засоби вирощування зернових культур [3].

Проте в розвитку інтенсивного землеробства виникли принципові труднощі. До них належить, передусім, зростання витрат антропогенної енергії на одиницю продукції. Підвищення врожайності у 2,5 ... 3,0 рази супроводжувалося зростанням питомих витрат енергії в 10 ... 15 разів і більше. Якщо й далі підвищувати продуктивність традиційними методами, то землеробство перетвориться на дуже енергоємну галузь [19].

Традиційні шляхи створення сільськогосподарської техніки (СГТ) не забезпечують підвищення продуктивності праці, пропорційне витратам, і віддачу капіталовкладень. Усе, що має сучасне механізоване сільськогосподарське виробництво (СГВ), не зачіпає самих його основ, закладених багато років тому. Тому зростання енергоозброєності й капіталовкладень усе більше випереджає зростання продуктивності, через що необхідно досліджувати нові можливості технічного переоснащення СГВ.

Зasadничими умовами успішного розвитку технічної сфери СГВ, згідно з [12], є:

- нова техніка, що відповідає технологічному поколінню й устрою;
- високопродуктивне використання агрегатів;
- ефективне машинобудування.

У загальному комплексі агротехнічних заходів важливе місце належить сівбі. Цю технологічну операцію вважають основною як з агрономічної, так і з техніко-економічної сторін [14].

Розвиток технічних засобів для сівби спрямовано на подальше підвищення продуктивності, універсальності та експлуатаційної надійності, поліпшення якості та зниження енергоємності сівби і зменшення ушкодження насіння [18].

До сучасних посівних машин ставлять такі вимоги: забезпечення високої продуктивності, надійності у роботі, зручність в обслуговуванні, висока якість дозування і закладення насіння в ґрунт, порівняно малі матеріаломісткість і енергоспоживання, а також поліпшене художньо-естетичне оформлення [20].

Посівні машини, які використовують нині для пунктирної сівби, мають підвищені енергоємність і матеріаломісткість й забезпечують недостатню якість сівби. Це спричинює збільшення вартості, недостатню надійність машин, підвищену трудомісткість налаштування, налагодження і обслуговування машин у цілому, а також стримує створення і впровадження у виробництво нових їх конструкцій. Недостатня якість сівби проявляється в недотриманні її норм унаслідок нестійкості синхронізації і нерівномірного розподілу насіння [25; 26].

Встановлено, що недосконалість посівних машин призводить до зниження врожайності сільськогосподарських культур на 15 ... 30 % [1].

Ефективність процесу сівби і якісна робота посівної машини залежать від її конструктивно-компонувальної схеми і насамперед від використаної висівної системи, основою якої є ви-

сівний апарат. Проте, незважаючи на численні теоретичні й експериментальні дослідження процесу пунктирної сівби і технічних засобів для його здійснення, резерви підвищення ефективності ще не використані.

Отже, питання дослідження й розробки нових конструкцій висівних апаратів і систем з мінімальною енергетикою виробництва і робочого процесу, високою надійністю, можливістю автоматизації робочого процесу і його керованості на кожній ділянці переміщення, зокрема в інформаційних системах землеробства (ІСЗ), є актуальними.

Тому з метою підвищення ефективності роботи, зниження енергоємності і матеріаломісткості посівних машин, їх модернізації потрібен пошук нових технічних і технологічних рішень, заснованих на сучасних досягненнях науки і техніки.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Нині існує тенденція застосування в посівних машинах електричних передач. Як показує досвід застосування, на їх основі можлива реалізація гнучкого компоновання і спрощення кінематичних зв'язків. Такі передачі більш придатні для автоматизації, плавного регулювання і виявляються економічно доцільними в застосуванні з активними робочими органами навіть за використання нерегульованого приводу [7; 9].

Електропривод розширює можливості техніки. Через декілька років електропривод в СГТ буде поширеним явищем в Європі й Північній Америці. Невеликі електромотори, що живляться від батареї або генератора, контролюватимуть функції, які раніше забезпечував механічний або гідравлічний привод. Електропривод дає нові можливості в експлуатації посівного устаткування: високошвидкісний вимір кількісних показників сівби, регулювання швидкості процесу, засів однієї смуги землі двома видами насіння одночасно тощо [22].

У СГТ необхідність в електроприводі зростає у зв'язку з тим, що технічні засоби стають складнішими і продуктивнішими, збільшуються функціональні можливості і, відповідно, потрібен розвинений потік потужності з її мінімальними втратами, оскільки механічний привод занадто ускладнюється в такому разі, а у гідравлічного приводу недостатній ККД.

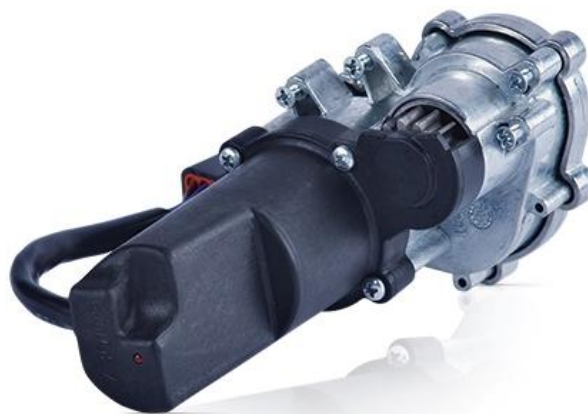
За розрахунками фахівців, широка електрифікація повинна початися після остаточної розробки і впровадження двигунів стандарту Tier-4, хоча перші спроби робляться вже зараз. Випробування показують, що електродвигуни забез-

печують кращий пусковий момент, плавніше прискорення і краще гальмування, крім того, економія палива перевищує 20 % [21].

Існує низка висівних пристроїв, що містять у своїй конструкції поєднання дозувальних і приводних елементів з використанням різних видів енергії – механічної, електричної, пневматичної [23]. Ці апарати (електромеханічні, пневмоелектричні, пневмомеханічні, пневмоелектромеханічні) можна об'єднати в розряд комбінованих [6].

В електромеханічних апаратах електрика слугує для приводу робочих органів, а механіка виконує основну роботу з дозування і транспортування насіння. Проте можливі варіанти конструктивного виконання, в яких електрика покращує умови дозування насіння і винесення його з насінневої камери механічними пристроями. У пневмоелектричних апаратах електричні пристрої виконують допоміжні функції. За їх допомогою задаються різні режими роботи апаратів. Основну ж функцію з дозування, утримання і транспортування насіння виконує пневматика [17].

У просапних сівалках електропривод також знаходить застосування [27; 28]. Впровадження індивідуального електроприводу *V-Drive* (рис. 1) для висівних апаратів у просапних сівалках на кожній секції дає змогу легко встановлювати задану норму висіву й точно її витримувати, поліпшити розподіл насіння в рядку.



**Рис. 1.** Індивідуальний електричний привод *V-Drive* висівних апаратів просапних сівалок  
**Fig. 1.** Individual electric drive *V-Drive* of seeders of row crop planters

У разі спільної роботи з навігаційним устаткуванням в ІСЗ привод дозволяє усунути явище «пересівання» на розворотах, з економією до 5 % насіння і забезпечити засів «клинів» з від-

ключенням секцій. Також досягається рівномірність сівби при роботі із «забіганням» крила сівалки [13].

Останнім часом у сівбі просапних культур спостерігається тенденція підвищення продуктивності збільшенням ширини обробки понад 9 м і робочих швидкостей руху понад 12 км/год [5; 15].

Компанія *Precision Planting* повідомила деякі деталі стосовно нового винаходу *SpeedTube* для посівних машин (рис. 2), що дозволяє їм працювати на значно вищих швидкостях, зберігаючи при цьому точну відстань між насінням [5].



**Рис. 2.** Висівна система *SpeedTube*  
**Fig. 2.** Metering system *SpeedTube*

За умови інтеграції з технологіями виробників *V-Drive*, пристрій *SpeedTube* замінить традиційну систему з насіннепроводом.

У працях [4; 16; 24] встановлено, що раціональною основою принципу дії і робочого процесу висівних апаратів є їх конструкція та енергетика робочого процесу на основі пневматичної системи живлення, а нові можливості для побудови надійних, простих в обслуговуванні і недорогих пристроїв для механізації виробничих процесів і створення систем автоматичного управління в СГТ з'явилися зі створенням елементної бази струмінної пневмоавтоматики (пневмоніки) [8].

Тому на сьогодні одним із напрямів розвитку засобів механізації сівби є дослідження висівних апаратів і систем на основі елементів пневмоніки [4; 16; 24].

**Постановка завдання.** Метою досліджень є підвищення ефективності роботи висівних систем для пунктирної сівби, зниження енергоємності і матеріаломісткості посівних машин, автоматизація робочого процесу та управління ним на основі застосування елементів пневмоніки.

Завдання досліджень:

1. Розгляд принципової можливості застосування елементів пневмоніки у висівних апаратах і системах для пунктирної сівби.

2. Розробка алгоритмічної моделі пунктирної сівби дозувальним пристроєм з елементами пневмоніки.

3. Розробка принципової, структурної і конструктивно-компонувальної схем висівної системи для пунктирної сівби з елементами пневмоніки.

4. Розробка конструкції висівної системи з елементами пневмоніки для пунктирної сівби.

5. Випробування розробленої конструкції висівної системи і дослідження основних агротехнічних показників її роботи.

6. Визначення напрямів удосконалення і перспектив висівних систем з елементами пневмоніки для пунктирної сівби.

**Виклад основного матеріалу.** У процесі досліджень використовували такі пристрої та матеріали:

- моделі висівних апаратів з елементами пневмоніки АТВ-7.02 і серійні висівні апарати Н126.13.000 сівалки СУПН-8;

- прилади для вимірювання витрати (лічильник ГБРЛ, реометр-індикатор Т-2-80) і прилади для вимірювання тиску та розрідження (напоровимірювач НМП-100УЗ, тягомір ТНМП-100УЗ, мікроманометр, U-подібний манометр);

- стенд «липка стрічка»;

- посівний матеріал: насіння соняшнику і цукрових буряків;

- сівалка СУПН-8 з трактором.

У процесі досліджень розроблених висівних апаратів використовували гідравлічні методи визначення тиску, витрати і швидкості повітря у висівних апаратах і системах, а також стандартні методи випробування висівних апаратів і систем для пунктирної сівби насіння за показниками надійності сівби та їх відповідності агротехнічним вимогам.

При цьому передбачалося визначення таких показників:

- рівномірності розподілу посівного матеріалу – виміром інтервалів між насінням на липкій стрічці і в борозні;

- ушкодження посівного матеріалу – візуальним оглядом насіння після сівби;

- стійкості й рівномірності сівби окремими апаратами і між апаратами – методом зважування порцій насіння, що відповідають висіяному насінню на 100 метрах пройденого шляху;



– наявності двійників і пропусків насіння в процесі сівби – візуальним оглядом насінного ряду.

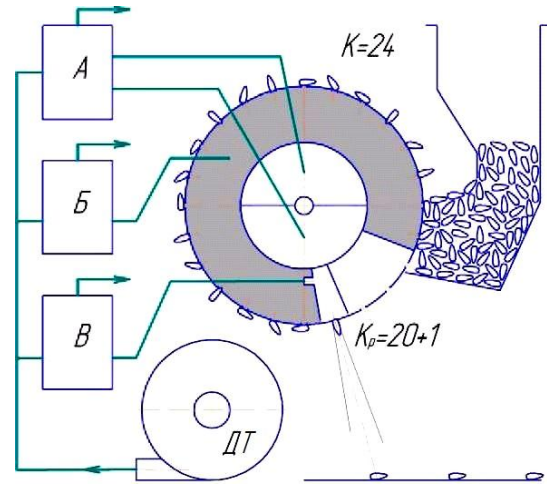
Результати досліджень передбачають відображення виконання завдань досліджень:

1. Питання розробки принципів, структурних і конструктивно-компонувальних схем висівних апаратів і систем з елементами пневмоніки показано в роботах [8; 11], тому на підставі цих праць можна зробити узагальнення про можливість створення працездатних моделей таких систем.

2. Системний аналіз існуючих висівних апаратів і систем для пунктирної сівби дав змогу встановити, що одним із напрямів підвищення ефективності технологічного процесу пунктирної сівби є його принципова структурна зміна на основі алгоритмічної моделі дискретного автоматизованого принципу дії висівних апаратів, пов'язаних гнучкою дискретною синхронізацією з переміщенням посівної машини. Для цього необхідно реалізувати крокове функціонування висівного апарата з пневматичним дозуванням, транспортуванням і викидом насіння [24].

3. У даній праці пропонується та досліджується принципово-структурна схема висівної системи для пунктирної сівби з кроковим приводом висівного барабана (рис. 3) і верхньою подачею насіння, де з 24 присосок одночасно працює на транспортування насіння 21 присоска. При цьому пропонується алгоритм робочого процесу полягає в кроковому переміщенні присосок барабанного висівного апарата, утриманні насіння на позиції розвантаження і їх спрямованому пневмоскиданні присосками, а також управлінні операціями процесу сівби за допомогою пневмоімпульсів, які генеруються датчиком швидкості пристроєм синхронізації блока управління і обробляються логічними елементами пневмоніки в блоці управління.

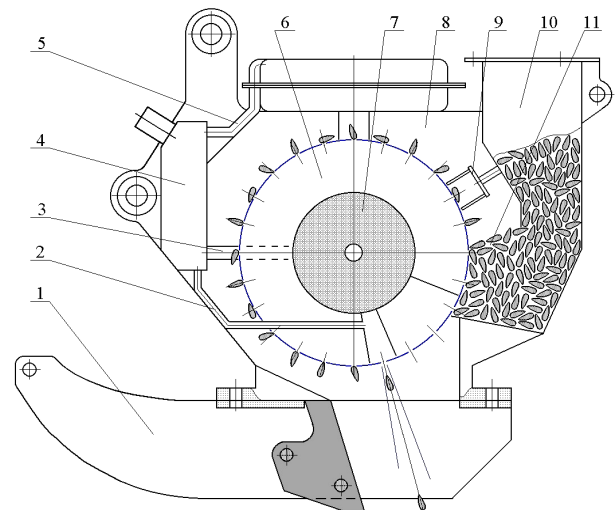
4. На основі алгоритмічної моделі процесу пунктирної сівби і принципово-структурної схеми висівної системи розроблена конструкція висівного апарата з елементами пневмоніки. У результаті досліджень встановлено, що оптимальним технічним рішенням за показниками надійності й відповідності агротехнічним вимогам є конструктивно-компонувальне рішення висівної системи з пневмомеханічним висівним апаратом барабанного типу і з такими присосками, в яких відбувається реверс повітряного потоку, а також з кроковим приводом робочого органа (рис. 4).



**Рис. 3.** Принципово-структурна схема пропонованої висівної системи з апаратами верхньої подачі насіння: *A* – блок розподілу, *Б* – блок створення розрідження; *В* – блок реверсу повітряного потоку; *ДТ* – джерело тиску; *K* – загальна кількість присосок;

*K<sub>p</sub>* – кількість робочих присосок

**Fig. 3.** Fundamentally-structural diagram of the proposed meter system apparatus the upper feed seed: *A* – distribution block, *B* – block vacuum; *B* – unit reverse airflow; *ДТ* – pressure source; *K* – the total number of suction cups; *K<sub>p</sub>* – working suction cups



**Рис. 4.** Конструктивно-компонувальна схема пропонованого пневмомеханічного висівного апарата для пунктирної сівби насіння:

*1* – сошник; *2* – реверсний канал; *3* – канал розрідження; *4* – блок управління; *5* – канал надмірного тиску; *6* – барабан; *7* – кроковий привод; *8* – корпус; *9* – скидач; *10* – завантажувальний канал; *11* – насіннева камера

**Fig. 4.** Structurally-lay-out scheme of the proposed rotor of the sowing unit for dotted planting seeds:

*1* – plowshare; *2* – reverse channel; *3* – vacuum; *4* – control unit; *5* – channel overpressure; *6* – drum; *7* – stepper drive; *8* – body; *9* – collar; *10* – loading channel; *11* – seed camera

Висівний апарат (див. рис. 4) обладнаний барабаном *б* із присосками, скидачем «зайвого» насіння *9*, блоком управління *4* і кроковим приводом *7*. Барабан виконаний з радіальними перегородками, що утворюють у ньому окремі камери. Отвори-присоски розташовуються по периметру барабана в один ряд. Скидач «зайвого» насіння – вилочкового типу, з еластичною оболонкою. Кроковий привод містить елементи струминної техніки і перетворювач обертання. Крокове обертання барабана покращує умови захвату насіння, оскільки його лінійна швидкість періодично змінюється від нуля до максимуму.

Робочий процес висівного апарата протікає так. Насіння з бункера самопливом завантажується каналом *10* надходить до насінневої камери *11*, де виконується його захват присосками барабана. У міру обертання барабана насіння проходить зону скидача, де «зайве» відокремлюється від присосок і далі транспортується до нижньої частини апарата на позицію розвантаження. Тут насіння при надходженні синхроімпульсу до блока управління *4* пневматично викидається під певним кутом проти руху посівної машини. Утримання насіння присоскою і подальший його викид здійснюються за рахунок реверсу повітряного струменя в присосній камері барабана, пов'язаний із керованим струминним ежектором.

За умови встановлення в апарат відповідного барабана, можна виконувати гніздовий висів із кількістю насіння у гнізді 1...2, 2, 2...3 і 3 шт.

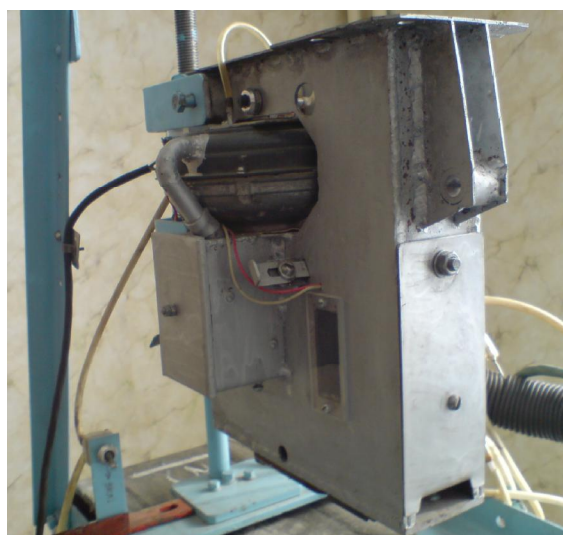
Складові пропонованої конструкції висівної системи з елементами пневмоніки для пунктирної сівби зображені на рис. 5.

Пневматичні імпульси для подальшого посилення і здійснення робочого процесу сівби у висівному апараті (рис. 5, *а*) виробляються в блоці управління (рис. 5, *б*) генератором пневматичних імпульсів, що складається з пневмоструминного датчика *1* з ніпелями і перфорованого диска *2*, який обертається від опорно-приводного колеса посівної машини. Далі імпульси калібруються формувачем імпульсів постійної тривалості *3* з елементами пневмоніки *4*. Формувач імпульсів разом із генератором утворює блок управління і синхронізації процесу висіву зі швидкістю переміщення. Повітря під тиском надходить від джерела високого тиску через фільтр *5*.

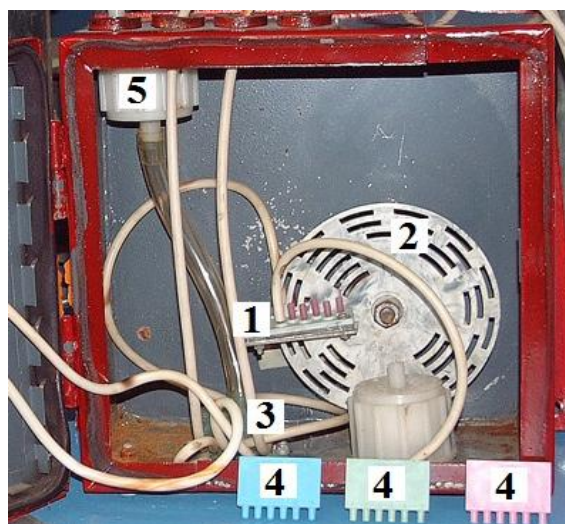
Розрідження в транспортувальних присосках барабана створюється керованим елементом-ежектором, причому кроковий привод висівного барабана працює на надмірному тиску повітря.

Гарантований викид насінин з присоски і якісний їх розподіл уздовж борозни забезпечує блок реверсу «*В*» (див. рис. 3), до складу якого

входить керований елемент-ежектор. Тому для визначення можливості раціонального використання елемента-ежектора для подачі барабаном насіння соняшнику були також проведені експериментальні дослідження гідравлічних показників роботи ежекторного пристрою. При цьому використовувався елемент-ежектор зі соплом не круглого, а прямокутного перерізу, який простіший у виготовленні.



*а*



*б*

**Рис. 5.** Висівна система для пунктирної сівби:

*а* – висівний апарат; *б* – блок управління:

*1* – датчик; *2* – перфорований диск; *3* – формувач імпульсів постійної тривалості; *4* – елементи пневмоніки; *5* – фільтр

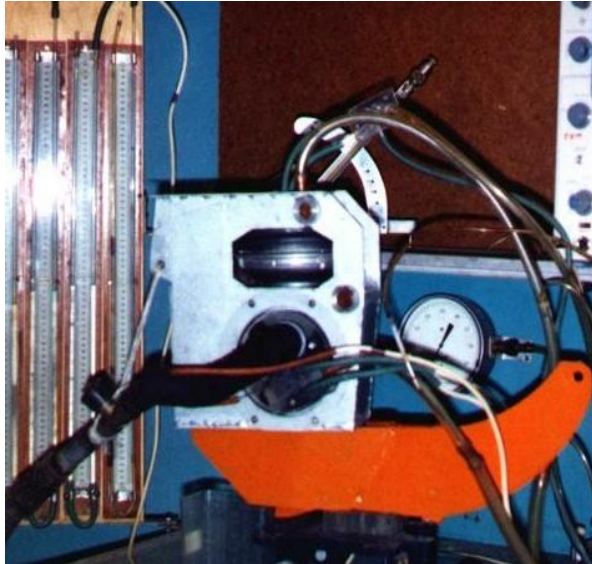
**Fig. 5.** The metering system for dotted planting:

*а* – sowing machine; *б* – the control unit:

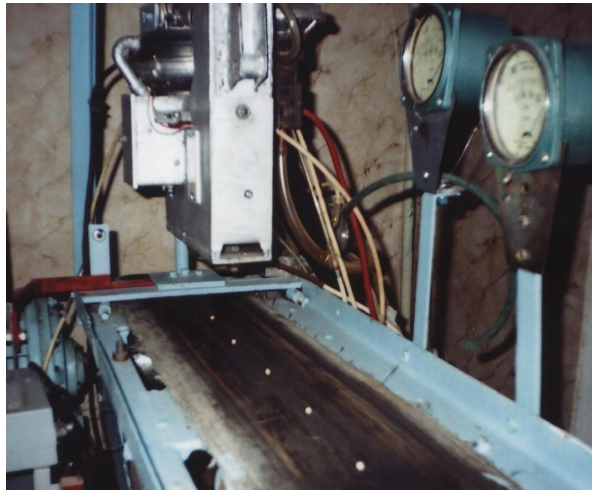
*1* – sensor; *2* – perforated disc; *3* – the shaper of pulses of constant duration; *4* – the elements of fluidics; *5* – filter



За результатами порівняльних випробувань і визначення основних агротехнічних показників роботи пропонуваного (АТВ-7.02, рис. 6) і серійного (Н126.13.000 сівалок сівби СУПН-8) висівних апаратів встановлено, що рівномірність розподілу насіння краща в розробленого апарата.



а



б

**Рис. 6.** Розроблені висівні апарати з елементами пневмоніки для пунктирної сівки:

а – апарат випробовується на стійкість сівки;

б – апарат випробовується на рівномірність сівки на липкій стрічці

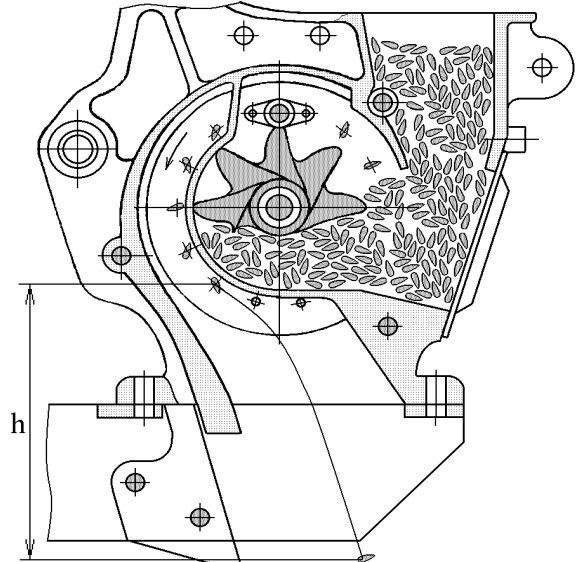
**Fig. 6.** Developed seed devices with elements of fluidics for dotted planting:

а – the apparatus shall be tested for resistance seeding;

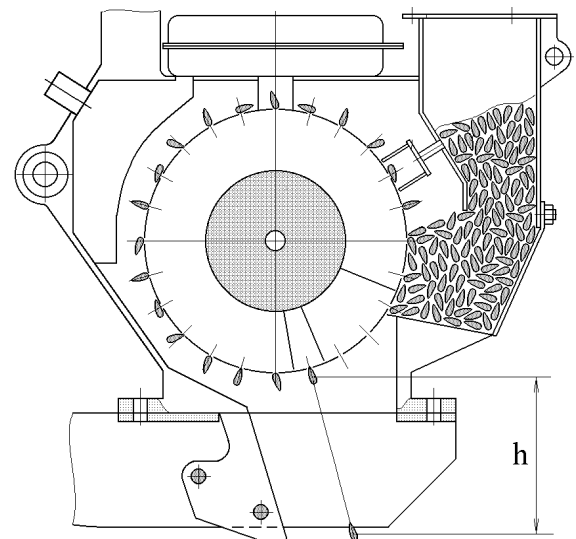
б – the device shall be tested for uniformity of seeding on the sticky tape

При кількісному визначенні рівномірності проводилося порівняння якості роботи апаратів на робочих висотах скидання (для Н 126.13.000

висота  $h = 18,2$  см, для АТВ-7.02 –  $h = 7,2$  см, рис. 7), яке показало, що перевага щодо рівномірності розподілу насіння ( $\Delta\sigma$ ) буде в розробленого апарата і становить 2,7 см (для насіння соняшнику) і 4 см (для насіння цукрових буряків).



а



б

**Рис. 7.** Схема скидання насіння робочим органом висівного апарата:

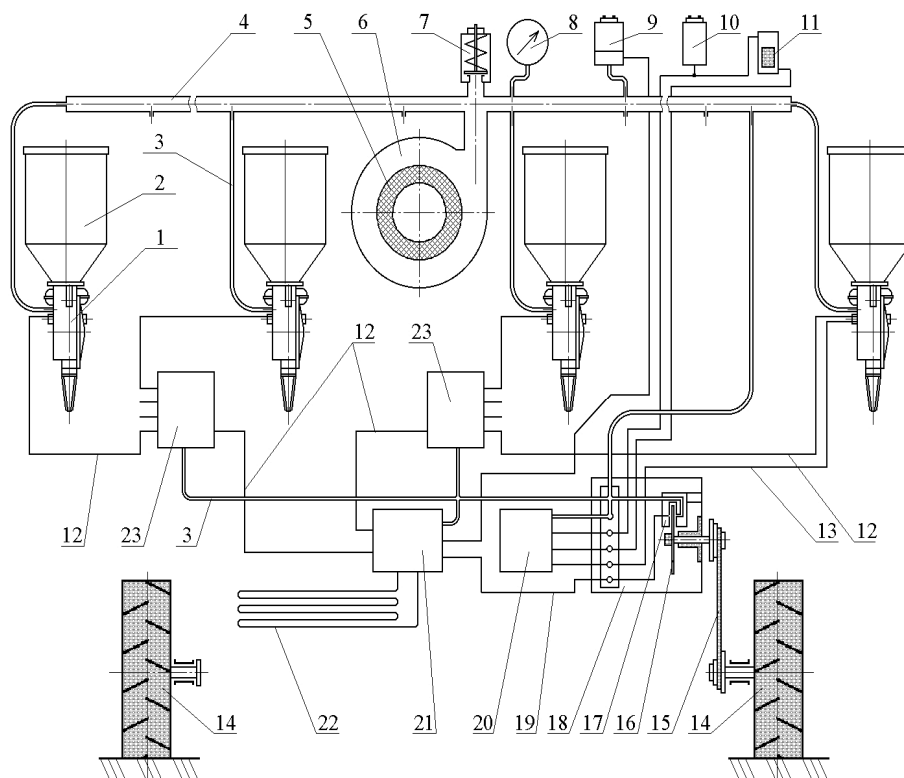
а – серійним Н126.13.000; б – розробленим АТВ-7.02

**Fig. 7.** Scheme of seed discharge working body of the sowing device:

а – serial H126.13.000; б – developed ATB-7.02

Висів був стійкий, при цьому нерівномірність формування початкового потоку в апаратах і між апаратами становила не більше ніж 2 % для розробленого і 3 % для серійного апаратів, що відповідає агротехнічним вимогам до посівних машин пунктирної сівки.





**Рис. 8.** Схема посівної машини для пунктирної сівби з висівними апаратами на основі елементів пневмоніки: 1 – висівний апарат; 2 – бункер; 3 – повітропровід живлення; 4 – магістральний повітропровід; 5 – фільтр; 6 – джерело живлення; 7 – стабілізатор тиску; 8 – манометр; 9, 10 – порти; 11 – індикатор; 12 – трубки імпульсів; 13 – контрольна трубка; 14 – опорне колесо; 15 – пасова передача; 16 – перфорований диск; 17 – датчик швидкості; 18 – корпус блока управління; 19 – сигнальний канал; 20 – блок контролю висіву; 21 – приймальний блок; 22 – лінія затримки; 23 – підсилювач імпульсів

**Fig. 8.** The scheme of sowing machines for dotted planting with sowing machines on the basis of elements of fluidics: 1 – sowing machine; 2 – bunker; 3 – feed hose; 4 – main air line; 5 – filter; 6 – power supply; 7 – pressure regulator; 8 – manometer; 9, 10 – ports; 11 – display; 12 – tube shocks; 13 – the control tube; 14 – wheel; 15 – belt drive; 16 – perforated disc; 17 – the gauge of speed; 18 – control unit; 19 – the signaling channel; 20 – control unit seeding; 21 – receiving unit; 22 – delay line; 23 – amp pulses

На рис. 8 подано принципову схему машини з висівними апаратами на основі елементів пневмоніки, а на рис. 9 – розроблену висівну систему в процесі польових випробувань.

Лабораторно-стендові й польові випробування висівної системи показали високу якість сівби (коефіцієнт варіації 18,2...25,4 % і точність інтервалів між сходами рослин 86,7...85 %) для розробленого апарата. Для серійного апарата ці значення становлять 25...30 % і 80...82 %, що відповідає агротехнічним вимогам до пунктирних сівалок.

Поліпшені показники розробленого апарата пояснюються наявністю примусового пневмоскидання насіння на дно борозни (рис. 7) і, отже, відсутністю розкочування насіння від заданого положення.

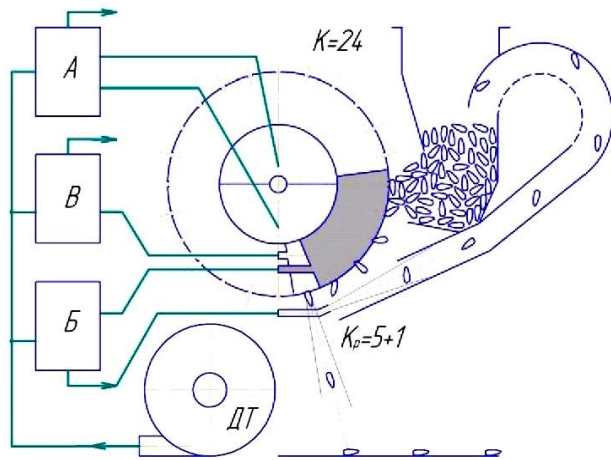


**Рис. 9.** Посівна машина з висівними апаратами пунктирної сівби на основі елементів пневмоніки на польових випробуваннях

**Fig. 9.** Sowing machine for dotted planting based on the elements of fluidics on field trials

За час досліджень у нового апарата, на відміну від серійного, не спостерігалось ушкоджень посівного матеріалу, оскільки принцип дії серійного висівного апарата дискового типу не дає змоги уникнути ушкоджень насіння, кількість якого у серійного апарата сягає 2 %, знижуючи тим самим польову схожість посівного матеріалу.

Подальше вдосконалення принципово-компонувальної і конструктивної схем, а також зниження енерговитрат на процес сівби розробленим висівним апаратом з кроковим приводом висівного барабана забезпечується нижньою подачею насіння (рис. 10).



**Рис. 10.** Схема висівної системи з апаратом з нижньою подачею насіння:

*A* – блок розподілу, *Б* – блок створення розрідження; *B* – блок реверсу повітряного потоку; *ДТ* – джерело тиску; *K* – загальна кількість присосок;

*K<sub>p</sub>* – кількість робочих присосок

**Fig. 10.** The scheme of the seeding system machine with bottom feed seed:

*A* – distribution block, *Б* – block vacuum; *B* – unit reverse airflow; *ДТ* – pressure source; *K* – the total number of suction cups; *K<sub>p</sub>* – working suction cups

Якщо обертати барабан за годинниковою стрілкою, то до місця подачі насіння знадобиться відстань, що відповідає розташуванню шести присосок (тобто п'яти транспортувальних і однієї реверсної присоски), що забезпечить зниження витрати повітря в 3-4 рази, а отже, і загальне зниження експлуатаційних енерговитрат. Однак за нижньої подачі необхідно видаляти зі зони скидання «зайве» насіння, що просипалося в проміжок між барабаном і насінневою камерою. Для цього пропонується використовувати повітряний потік на виході з ежектора (блок *B*), який раніше не був задіяний. Згідно з розрахунками, витрата повітря на виході з ежектора, що створює

розрідження для п'яти присосок, забезпечить достатню швидкість потоку (близько 20 м/с) перерізом 20×20 мм для транспортування «зайвого» насіння назад у насінневу камеру.

Застосування елементів пневмоніки у висівних системах має в цілому значні перспективи. Відомо, що системи управління на основі елементів пневмоніки можуть працювати в ускладнених умовах експлуатації [2; 10]. Є й інші переваги висівних систем на основі елементів струминної пневмоавтоматики, а саме:

- низька вартість комплектувальних деталей;
- простота технології виготовлення (лиття, роздруківка на 3D-принтері);
- мала матеріаломісткість, мініатюрність і швидкодія;
- мінімум рухомих механічних деталей;
- відсутність індивідуальних регулювань для встановлення норм висіву;
- відсутність приводів і коробок зміни передач, точок мащення;
- простота налаштування норми висіву, перебудови на різні схеми посіву;
- відносно мала споживана потужність висівної системи;
- можливість повної автоматизації і контролю робочого процесу.

Крім зазначених переваг висівних систем з елементами пневмоніки, необхідно відзначити можливість легшого здійснення автоматизації процесу висіву пропонуваними апаратами, у тому числі і в системі точного інформаційного землеробства. Цього досягають за рахунок дискретного принципу дії висівних апаратів, що полегшує їх адаптацію до електронних пристроїв, на відміну від аналогового робочого процесу багатьох застосовуваних висівних апаратів і систем.

**Висновки.** Сучасний рівень розвитку механізованих процесів у сільському господарстві вимагає пошуку нових можливостей для підвищення рентабельності рослинництва і ефективності використання посівної техніки.

1. Аналіз існуючих конструкцій висівних апаратів для пунктирної сівби показує, що вони складні і мають недостатню якість сівби, а також підвищену енергоємність робочого процесу.

2. Пропоновані конструктивно-компонувальні схеми висівних апаратів з елементами пневмоніки і їх технічна реалізація визначають оптимальні рішення для швидкісної пунктирної сівби, а також диференційованого розподілу посівного матеріалу по площі поля в ІСЗ, за

дотримання показників надійності і відповідності агротехнічним вимогам.

### Бібліографічний список

1. Астахов В. С. Механико-технологические основы посева сельскохозяйственных культур сеялками с пневматическими системами группового дозирования: дисс. ... д-ра техн. наук: 05.20.01. Горки, 2007. 377 с.
2. Аулин В. В., Панков А. А., Замота Т. Н. Надёжность рабочих процессов технических средств АПК с элементами пневмоники. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. 2016. № 5. С. 117–125.
3. Блажинский Г., Петровец В. Интенсивная технология возделывания зерновых культур с применением постоянной колеи. *Техника в сельском хозяйстве*. 1988. № 5. С. 60–63.
4. Бурков Ю. Г., Горюнов В. А., Дьячков Е. А. Использование элементов струйной техники для посева семян сеялками. *Датчики и системы*. 2009. № 3. С. 30–32.
5. В скором времени может появиться сеялка со скоростью посева 20 км/час. *Агромир*. URL: <http://wiki.ru/sites/agromir/id-news-485865.html>.
6. Высевающие аппараты пропашных сеялок. URL: <http://hoztehnika.ru/2011-07-17-11-40-42/2011-07-18-03-10-53/288-vusevauschie-aparatu-propashnuh-seyalok.html>.
7. Жук А. Ф., Кабаков Н. С., Сушевская Г. Д. Обоснование комплекса почвообрабатывающих машин с электроприводом рабочих органов для возделывания озимых зерновых культур. *Научные труды ВИЭСХ*. Москва, 1983. 107 с.
8. Залманзон Л. А. Специализированные аэрогидродинамические системы автоматического управления. Москва: Наука, 1978. 464 с.
9. Кабанов И. Д., Епишков Н. Е., Редько И. Я. Повышение технико-экономических показателей мобильных технологических агрегатов с помощью электрических передач. *Повышение технико-экономических показателей сельскохозяйственных тракторов*. Челябинск, 1985. С. 30–33.
10. Касимов А. М. Развитие пневматических средств автоматизации. *Труды конференции «Технические и программные средства систем управления, контроля и измерения»*. Москва, 2010. С. 640–652.
11. Коваль В. Я., Кириченко В. Е., Щеглов А. В. Результаты испытаний дозирующей системы пневматического действия. *Совершенствование технологического процесса и конструкций рабочих органов сельскохозяйственной техники*: сб. науч. тр. Харьков: ХГАУ, 1992. С. 49–54.
12. Краснощеков Н. В. Итоги и основные направления агроинженерных исследований по научному обеспечению АПК. *Техника в сельском хозяйстве*. 2000. № 4. С. 3–6.
13. Модернизация сеялок. URL: <http://intris.com.ua/agricultural-machinery/modernizatsiya-seyalok.html>.
14. Мухин С. П. Систематизация высевающих аппаратов машин посевного комплекса. *Достижения науки и техники АПК*. 1992. № 7. С. 33–35.
15. Панков А. А., Аулин В. В., Черновол М. И. Технические средства процесса посева на основе элементов пневмоники: монография. Кировоград, 2016. 242 с.
16. Панков А. А., Щеглов А. В. Совершенствование пневматических высевающих аппаратов. *Науковий вісник Луганського національного аграрного університету*. 2011. Спец. вип. № 30. С. 338–341.
17. Петров А. М., Машков С. В., Котрухова Е. С. Анализ конструкций высевающих аппаратов точного посева пропашных сеялок и посевных комплексов. *Образование, наука, практика: инновационный аспект*: сб. материалов Междунар. науч.-практ. конф., посвященной Дню российской науки, 5-6 февр. 2015 г. Пенза: РИО ПГСХА, 2015. Т. 2. С. 109–111.
18. Погорельый Л. В. Повышение эксплуатационно-технологической эффективности сельскохозяйственной техники. Киев: Техніка, 1990. 176 с.
19. Свентицкий И. И. Биоэнергетические аспекты системных решений в высокоинтенсивном земледелии. *Техника в сельском хозяйстве*. 1988. № 3. С. 46–50.
20. Соклаков В. В. Режимы и параметры универсальной дозирующей системы дифференцированного посева семян: дисс. ... канд. техн. наук: 05.20.01. Зерноград, 2003. 179 с.
21. Технологии, которые изменяют сельское хозяйство. Техника с электрическим приводом. URL: <http://agro-inform.com.ua/?p=440>.
22. ТОП-10 технологических решений будущего для сельского хозяйства. URL: <http://businessviews.com.ua/ru/business/id/top-10-tehnologicheskikh-reshenij-buduschego-dlja-selskogo-hozjajstva-646/>.
23. Фирсов А. С., Голубев В. В. Анализ конструкций высевающих аппаратов для возделывания сельскохозяйственных культур. *Известия Оренбургского государственного аграрного университета*. 2013. № 4 (42). С. 85–88.
24. Щеглов А. В. Перспективная высевающая система. Критерии выбора схемы. *Науковий вісник Луганського національного аграрного університету*. 2010. № 20. С. 202–206.
25. Belodedov V., Nosko P., Boyko G. et al. Parameter optimization of dosator for technique cultures on the quantity intervals, close by to calculation. *MOTROL. Commission of Motorization and Power Energetics in Agriculture*. 2013. Vol. 13, No. 4. P. 18–24.
26. Belodedov V., Nosko P., Fil P., Stavitskiy V. Parameter optimization using coefficient of variation of intervals for one-seed sowing apparatus with horizontal disk during maize seeding. *MOTROL. Commission of Motorization and Power Energetics in Agriculture*. 2007. Vol. 7. P. 31–37.
27. Eikel G. Der elektronische Pillenabstand. Fachbericht Kleine Unicorn synchro – drive. *Prof. Magazin fur Agrartechnik*. 1995. No. 2. S. 29–33.
28. Holtmann W. Rubensaat mit Elektronik Kette. *Prof. Magazin fur Agrartechnik*. 1997. No. 5. S. 76–79.

Аулін В., Панков А., Щеглов А.

**ДОСЛІДЖЕННЯ ПНЕВМОСТРУМІННИХ ВИСІВНИХ АПАРАТІВ ДИСКРЕТНОЇ ДІЇ  
ДЛЯ ШВИДКІСНОЇ СІВБИ В ІНФОРМАЦІЙНІЙ СИСТЕМІ ЗЕМЛЕРОБСТВА**

Пошук нових можливостей для підвищення ефективності процесу сівби є актуальним завданням. Для покращання якості роботи, зниження енергоємності та матеріаломісткості посівних машин, а також їх модернізації необхідне застосування нових технічних і технологічних рішень, заснованих на сучасних досягненнях науки і техніки. Останнім часом у сівбі просапних культур існує тенденція підвищення продуктивності збільшенням робочих швидкостей руху сівалок понад 12 км/год, що реалізується застосуванням у них індивідуальних електричних приводів, зокрема для висівних апаратів.

Встановлено, що нові можливості у створенні надійних, простих в обслуговуванні і недорогих пристроїв для механізації виробничих процесів, у тому числі й для сівби, а також побудови систем автоматичного управління у сільському господарстві з'явилися з використанням елементної бази струмінної пневмоавтоматики (пневмоніки). У представлених дослідженнях розглянуто застосування елементів пневмострумінної техніки під час розробки висівних пристроїв для пунктирної сівби.

Лабораторні та виробничі випробування показали високу якість розподілу насіння на сівбі (точність інтервалів у розробленого і серійного апаратів відповідно становить: для насіння цукрових буряків – 100 і 83 %, для насіння соняшнику – 100 і 85 %). За час досліджень у розробленому апараті, на відміну від серійного, не спостерігалось ушкоджень посівного матеріалу, що підвищує схожість насіння. Висів є стійким, а нерівномірність формування вихідного потоку по апаратах і між апаратами була не більш ніж 2 % для розробленого і 3 % для серійного висівних апаратів, що відповідає агротехнічним вимогам до сівалок пунктирної сівби.

**Ключові слова:** сівба, висівний апарат, висівна система, автоматизація, пневмоніка, дискретність, швидкість, ефективність.

Aulin V., Pankov A., Shcheglov A.

**THE RESEARCH OF JET PNEUMATIC SOWING DEVICES OF DISCRETE ACTION FOR RAPID  
SOWING IN THE INFORMATION SYSTEM OF AGRICULTURE**

The current level of development of mechanized processes in agriculture requires the search for new opportunities to improve the profitability of crop production and the efficiency of the use of sowing equipment. Therefore, to improve the quality of work, reduce energy and material consumption of sowing machines, as well as their modernization, it is necessary to use new technical and technological solutions based on modern achievements of science and technology. Analysis of existing designs of sowing machines for dotted sowing shows that they are complex, have insufficient quality of sowing, as well as increased costs of materials and energy for the implementation of the working process. Recently, in the field of sowing row crops, there is a tendency to increase productivity by increasing the operating speeds of seeders more than 12 km/h, which is realized by using individual electric drives in them, in particular for sowing machines.

It is established that new opportunities in the creation of reliable, easy to maintain and inexpensive devices for mechanization and automation of production processes, including for dotted sowing, as well as the construction of automatic control systems in agriculture, appeared with the use of the element base of jet pneumatic automation (fluidics). In the presented studies, the application of elements of air-jet technology in the development of sowing devices for dotted sowing is considered.

Laboratory and production tests of the developed devices showed high quality of seed distribution during sowing (accuracy of intervals in the developed and serial devices, respectively, is: for beet seeds – 100 and 83 %, for sunflower seeds – 100 and 85 %). During the research in the developed apparatus, in contrast to the serial, there was no damage to the seed material, which increases the germination of seeds. Sowing is stable, while the uneven formation of the output flow on the machines and between the machines was not more than 2 % for the developed and 3 % for serial machines, which corresponds to the agrotechnical requirements for the operation of seeders dotted sowing.

The proposed design and layout schemes of sowing machines with elements of fluidics and their technical implementation determine the optimal solutions for high-speed dotted sowing, as well as the differentiated distribution of sowing material over the field area in the information systems of agriculture, subject to indicators of reliability and compliance with agrotechnical requirements.

**Key words:** sowing, sowing device, metering system, automation, fluidics, discreteness, speed, efficiency.

*Стаття надійшла 04.11.2018*





коліс та колісної формули МЕЗ-330 «Авто-трактор» на його тягові показники в умовах поля.

**Виклад основного матеріалу.** Для визначення тягових показників на МЕЗ-330 встановлювали вимірювальне обладнання, зокрема тензометричну балку, шляховимірювальне колесо, датчики вимірювання кількості обертів колінчастого вала двигуна й коліс та блок реєстрації-накопичення даних.

Тяговий опір створював трактор Т-150К, агрегований з глибокорозпушувачем ЩРП-4-70 (рис. 2).



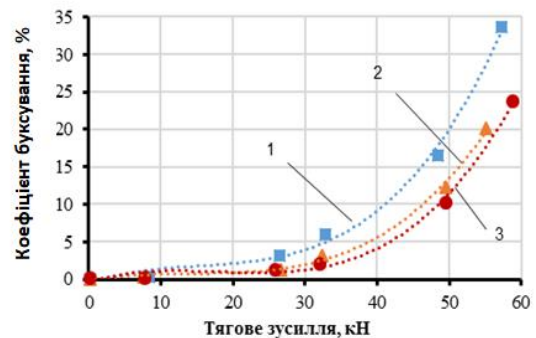
**Рис. 2.** Тягові випробування МЕЗ-330 «Авто-трактор»  
**Fig. 2.** Traction tests MEZ-330 «Autotractor»

Фон – стерня зернових. Вологість повітря становила 65 %. Атмосферний тиск повітря – 99,9 кПа. Твердість та вологість ґрунту становили в шарах: 0...10 см – 0,68 МПа і 12 %; 10...20 см – 1,03 МПа і 13 %; 20...30 см – 1,49 МПа і 14 % відповідно. Довжина облікової ділянки – 100 м.

Випробування проводили за такою методикою: МЕЗ із трактором Т-150К заїжджали на поле; на націпну систему встановлювали тензометричну балку, до якої приєднувався згаданий трактор. Двигун МЕЗ прогрівався до температури охолоджувальної рідини 70 °С. Блокували між-осьовий диференціал. Потім виїжджали на розгінну ділянку (завдовжки 50 м), а набравши сталу швидкість руху (частота обертання колінчастого вала ДВЗ 2000 хв<sup>-1</sup>), проїжджали облікову ділянку. Двигун трактора Т-150К створював опір для МЕЗ. Підбиралось передатне число коробки передач і додатково заглиблювали глибокорозпушувач ЩРП-4-70. При цьому фіксували: тягове зусилля, кількість обертів колінчастого вала ДВЗ, коліс МЕЗ та шляховимірювального колеса, час проїзду облікової ділянки. У процесі досліджень змінювалися тиск повітря в шинах коліс МЕЗ-330, його маса та колісна формула. Умови та методика проведення випробувань відповідали вимогам ДСТУ ГОСТ 7057-2003 [10].

За результатами тягових випробувань побудовано графіки (рис. 3–6), на яких відображено залежність тягового зусилля від коефіцієнта буксування.

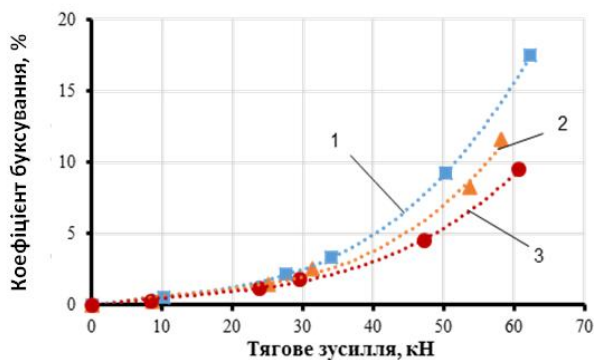
Граничним значенням коефіцієнта буксування було прийнято 15 %. Збільшення коефіцієнта буксування призводить до негативної дії ходової системи енергосасобів на ґрунт [13; 16]. Так, за 15 %-го буксування тягове зусилля становить для тиску повітря в шинах МЕЗ 0,3 МПа – 46,4 кН; для тиску 0,1 МПа – 51,5 кН; для тиску 0,08 МПа – 54,1 кН (рис. 3).



**Рис. 3.** Залежність коефіцієнта буксування від тягового зусилля (маса МЕЗ – 11,4 т):  
1 – тиск повітря в шинах коліс 0,3 МПа; 2 – тиск повітря в шинах коліс 0,1 МПа; 3 – тиск повітря в шинах коліс 0,08 МПа  
**Fig. 3.** Dependence of the coefficient of towing from the traction effort (mass of the MEZ – 11,4 t):  
1 – air pressure in wheel tires 0,3 MPa; 2 – air pressure in wheel tires 0,1 MPa; 3 – air pressure in wheel tires 0,08 MPa

Як бачимо (див. рис. 3), тягове зусилля, яке створюється ходовою системою МЕЗ-330 «Авто-трактор», зі зменшенням тиску повітря в шинах коліс від 0,3 до 0,08 МПа при 15 %-му буксуванні підвищується на 16,6 %. Це можна пояснити тим, що зі зменшенням тиску повітря в шинах коліс від 0,3 до 0,08 МПа площа контакту шини з опорною поверхнею збільшується у два рази [6; 18], що дає змогу збільшити площу контакту шини з опорною поверхнею і цим самим зменшити буксування коліс.

У разі збільшення маси МЕЗ-330 до 15,53 т і тиску повітря в шинах до 0,3 МПа та за 15 %-го буксування тягове зусилля становить 58,2 кН (рис. 4). Зменшення тиску повітря в шинах коліс дає змогу підвищити тягові можливості, водночас потужності двигуна для збільшення тягового зусилля недостатньо. Так, за тиску повітря в шинах коліс 0,1 та 0,08 МПа максимальне буксування становило відповідно 11,6 та 8,0 %.



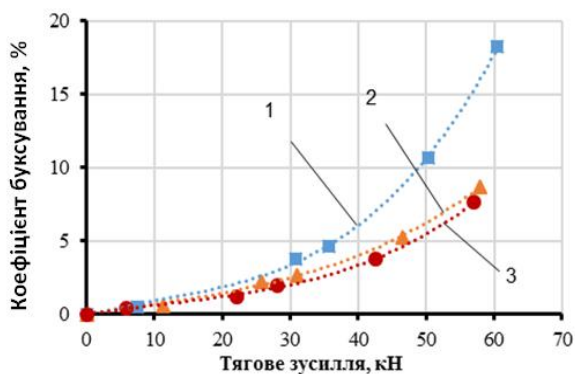
**Рис. 4.** Залежність коефіцієнта буксування від тягового зусилля (маса МЕЗ – 15,53 т):

1 – тиск повітря в шинах коліс 0,3МПа; 2 – тиск повітря в шинах коліс 0,1 МПа; 3 – тиск повітря в шинах коліс 0,08 МПа

**Fig. 4.** Dependence of the coefficient of towing from the traction effort (mass of the MEZ – 15,53 t):

1 – air pressure in wheel tires 0,3 MPa; 2 – air pressure in wheel tires 0,1 MPa; 3 – air pressure in wheel tires 0,08 MPa

Аналогічні зміни спостерігаються і в разі збільшення маси МЕЗ до 17,6 т. За тиску повітря в шинах 0,3 МПа і 15 %-го буксування тягове зусилля становить 57,0 кН (рис. 5).



**Рис. 5.** Залежність коефіцієнта буксування від тягового зусилля (маса МЕЗ – 17,6 т):

1 – тиск повітря в шинах коліс 0,3 МПа; 2 – тиск повітря в шинах коліс 0,1 МПа; 3 – тиск повітря в шинах коліс 0,08 МПа

**Fig. 5.** Dependence of the coefficient of towing from the traction effort (mass of the MEZ – 17,6 t):

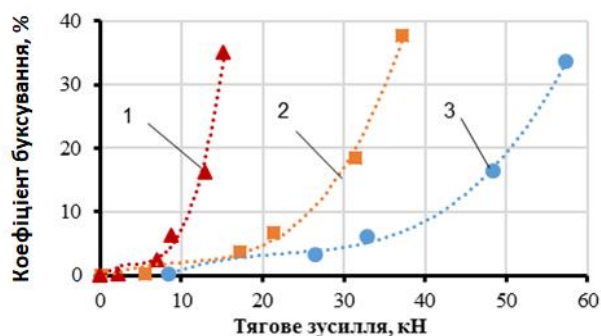
1 – air pressure in wheel tires 0,3 MPa; 2 – air pressure in wheel tires 0,1 MPa; 3 – air pressure in wheel tires 0,08 MPa

У разі зниження тиску повітря в шинах коліс до 0,1 та 0,08 МПа потужності двигуна недостатньо для створення такого тягового зусилля, за якого буде буксування коліс на рівні 15 %. Так, за

тиску повітря в шинах коліс 0,1 та 0,08 МПа максимальне буксування становило відповідно 8,0 та 7,6 %, а тягове зусилля – відповідно 57,8 та 57,1 кН.

Залежність коефіцієнта буксування коліс МЕЗ від тягового зусилля в разі зміни колісної формули (кількості ведучих мостів) відображено на рис. 6–9.

З рис. 6 видно, що при масі МЕЗ 11,4 т, тиску повітря в шинах коліс 0,3 МПа та коефіцієнті буксування 15 % тягове зусилля відповідно становить для колісних формул: 6×2 – 15,3 кН; 6×4 – 28,9 кН та 6×6 – 46,4 кН. Отже, у разі зменшення кількості ведучих мостів при коефіцієнті буксування 15 % тягове зусилля порівняно з колісною формулою 6×6 зменшується відповідно для колісної формули 6×4 на 38,2 %, а для колісної формули 6×2 – на 73,0 %.



**Рис. 6.** Залежність коефіцієнта буксування від тягового зусилля (маса МЕЗ 11,4 т, тиск повітря в шинах коліс – 0,3 МПа):

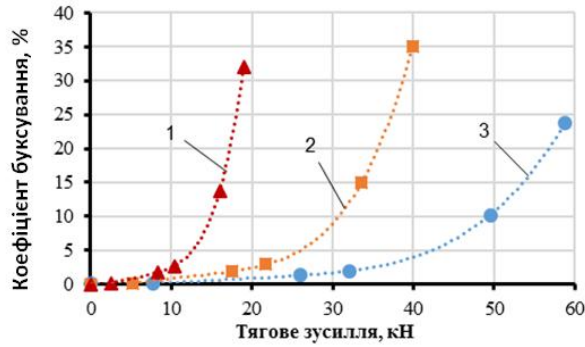
1 – колісна формула 6×2; 2 – колісна формула 6×4; 3 – колісна формула 6×6

**Fig. 6.** Dependence of the coefficient of towing from the traction effort (mass of the MEZ – 11,4 t, air pressure in wheel tires – 0,3 MPa):

1 – wheel formula 6 × 2; 2 – wheel formula 6×4; 3 – wheel formula 6×6

Зменшення тиску повітря в шинах коліс МЕЗ до 0,08 МПа дає змогу збільшити тягове зусилля. Так, за тиску повітря в шинах коліс МЕЗ 0,08 МПа та коефіцієнта буксування 15 % тягове зусилля відповідно становить для колісних формул: 6×2 – 16,1 кН; 6×4 – 32,8 кН та 6×6 – 54,1 кН (рис. 7).

Порівняно з колісною формулою 6×6, для колісної формули 6×4 отримали зменшення тягового зусилля на 39,4 %, а для колісної формули 6×2 – зменшення тягового зусилля на 70,2 %.



**Рис. 7.** Залежність коефіцієнта буксування від тягового зусилля (маса МЕЗ – 11,4 т, тиск повітря в шинах коліс – 0,08 МПа):

1 – колісна формула 6×2; 2 – колісна формула 6×4;  
3 – колісна формула 6×6

**Fig. 7.** Dependence of the coefficient of towing from the traction effort (mass of the MEZ – 11,4 t, air pressure in wheel tires – 0,08 MPa):

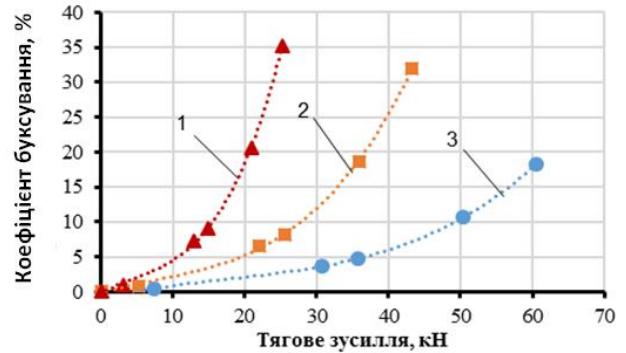
1 – wheel formula 6×2; 2 – wheel formula 6×4;  
3 – wheel formula 6×6

На основі отриманих результатів експериментальних досліджень встановили, що зменшення тиску повітря в шинах коліс МЕЗ від 0,3 до 0,08 МПа дає змогу підвищити тягово-зчіпні властивості МЕЗ, зокрема за колісної формули 6×6 на 16,6 %; 6×4 – на 13,5 % та 6×2 – на 5,2 %.

Якщо маса МЕЗ 17,6 т, тиск повітря в шинах коліс 0,3 МПа та коефіцієнт буксування 15 %, то тягове зусилля відповідно становить для колісних формул: 6×2 – 18,3 кН; 6×4 – 33,4 кН та 6×6 – 57,0 кН (рис. 8). Порівняно з колісною формулою 6×6 зменшення кількості ведучих мостів МЕЗ за коефіцієнта буксування 15 % зменшує тягове зусилля за колісної формули 6×4 на 41,4 %, а за колісної формули 6×2 – на 67,9 %.

У разі зменшення тиску повітря в шинах коліс МЕЗ до 0,08 МПа та за коефіцієнта буксування 15 % тягове зусилля становить для колісних формул: 6×2 – 19,7 кН; 6×4 – 35,6 кН та 6×6 – 71,5 кН (рис. 9). Тягове зусилля за колісної формули 6×6 було отримане за допомогою рівняння регресії через те, що ДВЗ МЕЗ має меншу потужність, ніж необхідно для реалізації тягового зусилля 71,5 кН.

За коефіцієнта буксування 15 % зменшення кількості ведучих мостів МЕЗ зменшує тягове зусилля порівняно з колісною формулою 6×6: за колісної формули 6×4 – на 50,2 %, а за колісної формули 6×2 – на 72,4 % відповідно.

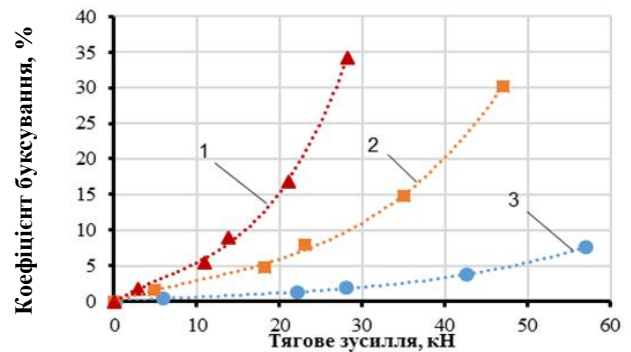


**Рис. 8.** Залежність коефіцієнта буксування від тягового зусилля (маса МЕЗ 17,6 т, тиск повітря в шинах коліс 0,3 МПа):

1 – колісна формула 6×2; 2 – колісна формула 6×4;  
3 – колісна формула 6×6

**Fig. 8.** Dependence of the coefficient of towing from the traction effort (mass of the MEZ – 17,6 t, air pressure in wheel tires – 0,3 MPa):

1 – wheel formula 6×2; 2 – wheel formula 6×4;  
3 – wheel formula 6×6



**Рис. 9.** Залежність коефіцієнта буксування від тягового зусилля (маса МЕЗ – 17,6 т, тиск повітря в шинах коліс 0,08 МПа):

1 – колісна формула 6×2; 2 – колісна формула 6×4;  
3 – колісна формула 6×6

**Fig. 9.** Dependence of the coefficient of towing from the traction effort (mass of the MEZ – 17,6 t, air pressure in wheel tires – 0,08 MPa):

1 – wheel formula 6×2; 2 – wheel formula 6×4;  
3 – wheel formula 6×6

Аналіз отриманих результатів експериментальних досліджень свідчить про те, що зменшення тиску повітря в шинах коліс МЕЗ від 0,3 до 0,08 МПа при масі МЕЗ 17,6 т дає змогу підвищити тягово-зчіпні властивості МЕЗ, зокрема за колісної формули 6×6 – на 25,4 %; 6×4 – на 6,6 %; 6×2 – на 7,7 %.

За результатами випробувань встановлено, що за умови буксування 15 % і маси МЕЗ 11,4 т



відключення переднього мосту зменшує тягове зусилля МЕЗ на 38...39,4 %, а відключення двох мостів (переднього та заднього) зменшує тягове зусилля МЕЗ на 70...73 %.

При масі МЕЗ 17,6 т зменшення тягового зусилля становить відповідно 41,4...50,2 % та 67,9...72,4 %. Такий результат пояснюється зменшенням зчпної ваги МЕЗ-330 через зменшення кількості ведучих мостів при незмінній його масі.

Збільшення маси МЕЗ-330 «Автотрактор» у всіх випадках дає змогу підвищити його тягові показники, але зменшення коефіцієнта буксування інтенсивніше за збільшення маси до 15,53 т. Подальше збільшення маси МЕЗ-330 «Автотрактор» до 17,6 т не дає бажаного результату. Підвищення маси МЕЗ до 17,6 т і зменшення тиску повітря в шинах коліс призводить до зменшення частоти обертання колінчастого вала двигуна, що свідчить про його перевантаження.

Отримані результати експериментальних досліджень дають підстави для висновку, що МЕЗ-330 «Автотрактор» за своїми тяговими показниками відповідає характеристикам тракторів тягового класу 5 [7].

**Висновки.** 1. Встановлено, що МЕЗ-330 «Автотрактор» може використовуватись на виконанні тягових технологічних операцій, які потребують тягових зусиль у межах 45...54 кН з буксуванням рушіїв на рівні 15 % без довантаження.

2. Для виконання більш енергоємних тягових технологічних операцій масу МЕЗ-330 «Автотрактор» рекомендовано збільшити на 4,0 т.

3. Встановлено, що за умови 15 % буксування і маси МЕЗ 11,4 т відключення переднього мосту зменшує тягове зусилля МЕЗ на 38...39,4 %, а відключення двох мостів (переднього та заднього) зменшує тягове зусилля на 70...73 %. При масі МЕЗ 17,6 т ці показники становлять відповідно 41,4...50,2 % та 67,9...72,4 %.

4. Отримані результати досліджень вказують, що МЕЗ-330 «Автотрактор» за своїми тяговими показниками відповідає характеристикам тракторів тягового класу 5.

#### Бібліографічний список

1. Автомобіль MAN. URL: <http://www.a-mag.eu> (дата звернення: 01.11.2018).
2. Автомобильные посевные комплексы «AGRATOR-ABTO». URL: <http://www.pk-agromaster.ru/9800a> (дата звернення: 01.11.2018).
3. Адамчук В. В., Погорельый С. П. Использование автомобильного шасси для выполнения

технологических операций в агропромышленном производстве. *MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*. 2016. Vol. 18, No. 8. P. 93–98.

4. Адамчук В. В., Погорельый С. П. Мобильные сельскохозяйственные агрегаты на базе автомобильного шасси. *Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. темат. сб.* Минск: НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства, 2016. Вып. 50. С. 8–13.

5. Адамчук В. В., Погорілий С. П. Перспективи використання автомобільного шасі в агропромислового виробництві. *Інженерія природокористування*. 2016. № 1 (5). С. 108–112.

6. Адамчук В. В., Погорілий С. П., Черняк Р. Е., Дунь С. В. Шляхи зниження впливу ходових систем сільськогосподарських агрегатів на базі автомобільного шасі на ґрунт. *Інженерія природокористування*. 2017. № 1 (17). С. 11–15.

7. ГОСТ 27021-86. Тракторы сельскохозяйственные и лесохозяйственные. Тяговые классы. Изд. офиц. Москва: Государственный комитет СССР по стандартам, 1986. 8 с.

8. Дзоценидзе Т. Д., Козловская М. А. Технологический уклад и транспортное обеспечение сельхозпроизводства некоторых зарубежных стран. *Тракторы и сельскохозяйственные машины*. 2014. № 1. С. 44-47.

9. ДСТУ ГОСТ 10677-2003. Пристрій навесний задній сільськогосподарських тракторів класів 0,6–8. Типи, основні параметри і розміри. Вид. офіц. Київ: Держспоживстандарт України, 2003. 7 с.

10. ДСТУ ГОСТ 7057-2003. Трактори сільськогосподарські. Методи випробування. Вид. офіц. Київ: Держспоживстандарт України, 2003. 13 с.

11. Измайлов А. Ю., Евтушенко Н. Е. Эффективность новых транспортных технологий в АПК. *Сельскохозяйственные машины и технологии*. 2009. № 2(9). С. 32-37.

12. Машина химизации самоходная МХС-10: руководство по эксплуатации МХС 00.00.000 РЭ. Минск: РУП «Научно-практический центр Национальной академии наук Беларуси по механизации сельского хозяйства», 2010. 51 с.

13. Надикто В. Т. Визначення максимального буксування колісних рушіїв з урахуванням обмеження їх тиску на ґрунт. *Техніка і технології АПК*. 2014. № 7. С. 34–38.

14. «Сельхозник» – Урал 432091. URL: <http://mirtransporta.ru/trucks/201-selhoznik-ural-432091-test-drayv.html> (дата звернення: 01.11.2018).

15. ТАТРА для сільського господарства. URL: <https://www.tatratrucks.com/trucks/customer-segment-catalog/agriculture/> (дата звернення: 01.11.2018).

16. Тракторы: теория: учебник для вузов по специальности «Автомобили и тракторы» / В. В. Гуськов и др. Москва: Машиностроение, 1988. 376 с.

17. Шкель А. С., Козловская М. А., Дзоценидзе Т. Д. Исследование технологии внесения жидких

органических удобрений транспортно-технологическим агрегатом сельскохозяйственного назначения. *Тракторы и сельхозмашины*. 2016. № 7. С. 47–50.

18. Adamchuk V., Pogoriliy S., Beloev H. et al. On the issue of reducing the harmful influence of the mobile agricultural systems units on the soil. *International scientific journal Mechanization in agriculture & conserving of the resources*. 2017. Is. 3. P. 119–121.

19. Joskin Cargo Track. URL: <https://www.joskin.com/?page=cargo-track> (last accessed: 01.11.2018).

20. Unimog in agriculture and arboriculture. URL: [https://www.mercedes-benz.co.uk/content/unitedkingdom/mpc/mpc\\_unitedkingdom\\_website/en/home\\_mpc/Unimog/home/unimog\\_overview/applications/agriculture\\_and\\_arboriculture.html](https://www.mercedes-benz.co.uk/content/unitedkingdom/mpc/mpc_unitedkingdom_website/en/home_mpc/Unimog/home/unimog_overview/applications/agriculture_and_arboriculture.html) (last accessed: 01.11.2018).

**Погорілий С.**

### **ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЯГОВИХ ПОКАЗНИКІВ МЕЗ-330 «АВТОТРАКТОР» ЗАЛЕЖНО ВІД ЙОГО КОНСТРУКЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ**

Стаття присвячена дослідженню тягових показників мобільного енергетичного засобу МЕЗ-330 «Автотрактор», зокрема визначенню раціонального значення його маси, тиску повітря в шинах коліс та колісної формули. У роботі наведено методику проведення експериментальних досліджень та представлено вимірювальне обладнання для виконання тягових випробувань. Для створення тягового опору використано трактор Т-150К, агрегований з глибокорозпушувачем ЩРП-4-70. Під час експериментальних досліджень змінювалися такі параметри: маса МЕЗ-330 «Автотрактор», тиск повітря в шинах коліс та колісна формула. Умови й методика випробувань відповідали вимогам ДСТУ ГОСТ 7057.

За результатами тягових випробувань побудовано графічні залежності, які відображають вплив маси МЕЗ-330 «Автотрактор», тиску повітря в шинах його коліс та його колісної формули на тягове зусилля та коефіцієнт буксування. Аналіз отриманих експериментальних даних показав, що зі збільшенням маси МЕЗ-330 зростає тягове зусилля, але в разі збільшення маси понад 15,6 т не достатньо потужності двигуна внутрішнього згоряння. Встановлено, що МЕЗ-330 «Автотрактор» може використовуватись на виконанні тягових технологічних операцій, які потребують тягових зусиль у межах 45...54 кН з буксуванням рушіїв на рівні 15 % без довантаження. Для виконання більш енергоємних тягових технологічних операцій масу МЕЗ-330 «Автотрактор» рекомендовано збільшити до 15,5 т.

Отримані результати досліджень дають підстави для висновку, що МЕЗ-330 «Автотрактор» за своїми тяговими показниками відповідає характеристикам тракторів тягового класу 5.

**Ключові слова:** мобільний енергетичний засіб, тягові випробування, коефіцієнт буксування, тягове зусилля, колісна формула.

**Pogorelyy S.**

### **EXPERIMENTAL INVESTIGATIONS OF TYPE INDICATORS MEZ-330 «AUTOTRACTOR» DEPENDING ON ITS CONSTRUCTION PARAMETERS**

The article is devoted to the study of traction indicators mobile power MEZ-330 «Autotractor», in particular, to determine the rational value of its mass and air pressure in the tires of wheels. The paper presents a methodology for conducting experimental studies and presents measuring-recording equipment for performing traction tests. To create a drag, a T-150K tractor connected to a SCHRП-4-70 deep-ripper was used. During the experimental studies, the following parameters were changed: the mass of the MEZ-330 «Autotractor» and the air pressure in the tires of the wheels. The conditions and methods of testing complied with the requirements of GOST 7057.

According to the results of traction tests, graphical dependences were built, reflecting the influence of the mass of the MEZ-330 «Autotractor» and the air pressure in the tires of its wheels on the tractive effort and slipping coefficient. An analysis of the experimental data showed that with an increase in the mass of the MEZ-330, the pulling force increases, but with an increase in the mass of more than 15,6 t, the power of the engine is not enough. According to the results of the tests, it was determined that with a 15 % shutdown and a mass of MEZ 11,4 t, the disconnection of the front axle reduces the traction effort of the MEZ-330 «Autotractor» by 38...39,4 %, and the disconnection of two bridges (front and rear) reduces by 70...73 %. It has been established that the MEZ-330 «Autotractor» can be used to carry out traction technological operations requiring traction forces within 45...54 kN with the engine skidding at the level of 15 % without pumping. To perform more energy-consuming traction technological operations, the weight of the MEZ-330 «Autotractor» was recommended to be increased to 15,5 t.

The results of the research allow us to conclude that the MEZ-330 «Autotractor», in terms of its traction characteristics, corresponds to the characteristics of tractors of traction class 5.

**Key words:** mobile power tool, traction test, towing ratio, traction effort, wheel formula.

*Стаття надійшла 06.11.2018*

## ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РУХУ ПОВІТРЯНОГО ПОТОКУ ПРИ ВВЕДЕННІ В НЬОГО ЗЕРНОВИХ СУМІШЕЙ

Сергій Степаненко<sup>1</sup>, к. т. н., Борис Котов<sup>2</sup>, д. т. н.

<sup>1</sup>Національний науковий центр

«Інститут механізації та електрифікації сільського господарства»,  
вул. Вокзальна, 11, смт Глеваха, Васильківський р-н, Київська обл., Україна,  
e-mail: stepanenko\_s@ukr.net,

<sup>2</sup>Подільський державний аграрно-технічний університет,  
вул. Шевченка, 13, м. Кам'янець-Подільський, Хмельницька область, Україна

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2018.01.047>

**Постановка проблеми.** Досить поширеними як в Україні, так і в інших країнах світу є повітряно-решітні зернові сепаратори з гравітаційними робочими органами, такими як плоскі коливальні, циліндричні обертові решета і вертикальні або похилі пневмосепарувальні канали, яким і притаманна обмеженість в інтенсивності сепарування, що значною мірою ускладнює створення на їх основі високопродуктивних сепараторів для очищення і сортування зернових матеріалів [1; 9].

Перспективою розвитку та застосування в сільськогосподарському виробництві сучасних високоефективних технічних засобів [1; 9; 16; 18; 21], а також комплексного вирішення проблеми післязбиральної обробки і збереження зерна в господарствах України [1; 16; 20] є створення сучасних очисно-сушильно-зберігальних комплексів, що забезпечать прямию обробку врожаю з доведенням до норм базисних кондицій відповідно до ДСТУ.

Наукові дослідження руху зернових сумішей з використанням відцентрових сил інерції, як найбільш ефективних, дозволили створити і впровадити у виробництво універсальні сепаратори продуктивністю від 15 до 100 т/год [13; 15; 23; 24], що стало основою для освоєння машинобудівним виробництвом ряду універсальних вібровідцентрових сепараторів типу БЦС.

У зазначених сепараторах застосовано інтеграцію робочих органів та спільне використання повітряних і решітних сепарувальних пристроїв у формі автономних зерноочисних блоків. Конструкційно-технологічну схему пневмосепарувального пристрою розробляли на базі проведених наукових досліджень [1; 9; 16; 18; 20; 21], що не дозволяє забезпечити збільшення продуктивності машини за необхідної якості первинного очищення зерна.

У зв'язку з викладеним, проблема розробки технічних засобів та теоретичного і механіко-технологічного обґрунтування технологічного процесу пневмовихрового сепарування в машинах первинного очищення зерна є актуальною, а її вирішення дасть змогу забезпечити такій техніці новий, вищий технічний рівень.

### Аналіз останніх досліджень і публікацій.

У зернових сепараторах типу БЦС використовуються пневмовідцентрові пристрої [1; 6; 9; 10; 16; 18; 20; 21], при цьому процес сепарування не дозволяє забезпечити значного підвищення ефективності і якості сепарування [9; 20]. Автори [2; 5; 19] зазначають, що збільшення продуктивності за незмінних показників якості прямо або опосередковано пов'язані з конструкційними особливостями дозувальних пристроїв, ротаційних розкидачів і організації повітряних сепарувальних каналів.

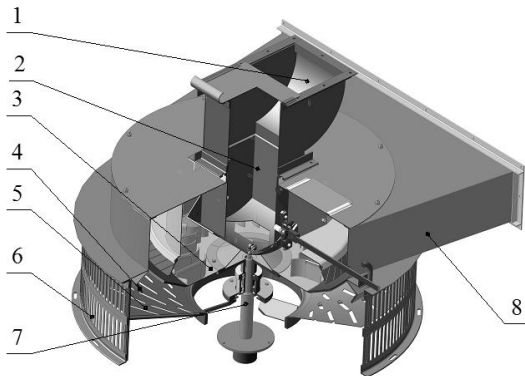
Дослідженнями [6; 10; 24] дискового розкидача зерна для пневмосистеми з вертикальним кільцевим аспіраційним каналом (аналог зерноочисного блока БЦС) досягнуто деяке підвищення ефективності очищення зерна вібровідцентровим сепаратором за допомогою розробки пневмосепарувального каналу з вертикальним кільцевим аспіраційним каналом, розділеним перегородками [15; 23]. Збільшення продуктивності такою розробкою не досягнуто.

Дослідження [7; 13; 14; 19] спрямовані на підвищення ефективності сепарування в пневмовідцентрових пристроях, якими досягнуто підвищення якості сепарування зернової суміші за рахунок конструкційних особливостей відцентрових решіт. Однак результати вказаних досліджень не підтвердили можливості використання запропонованих конструкцій пневмосепарувальних пристроїв на відцентрових сепараторах.

У результаті досліджень [9; 16; 19–21] розроблена конструкційно-технологічна схема вихрової аспіраційної камери до сепараторів типу БЦС, яка забезпечує підвищення ефективності сепарування за рахунок таких чинників: поєднання ротаційного розкидача та обмежувальних стінок кільцевого пневмосепарувального каналу з вихровим висхідним повітряним потоком [13; 14], використання вихрового висхідного повітряного потоку [9].

**Постановка завдання.** Метою дослідження є підвищення питомої продуктивності, ефективності фракціонування зернових сумішей на відцентрових сепараторах унаслідок інтенсифікації руху повітряних потоків та розробки нового пневмовихрового сепарувального пристрою.

**Виклад основного матеріалу.** З використанням механіко-математичних методів [4; 6; 8; 11; 20; 24] проведені розробки і дослідження [3; 4; 7–9; 12; 14; 16; 18–21], що дозволили обґрунтувати конструкційно-технологічну схему зерноочисного модуля універсального сепаратора зерна нового покоління та обґрунтувати пневмовихровий спосіб і конструкцію пристрою для сепарування зернових сумішей, що забезпечує необхідне кероване завантаження (продуктивність) модуля і рівномірність розподілу зернової суміші в пневмовихровому повітряному потоці за рахунок нової конструкції ротаційного розкидача.



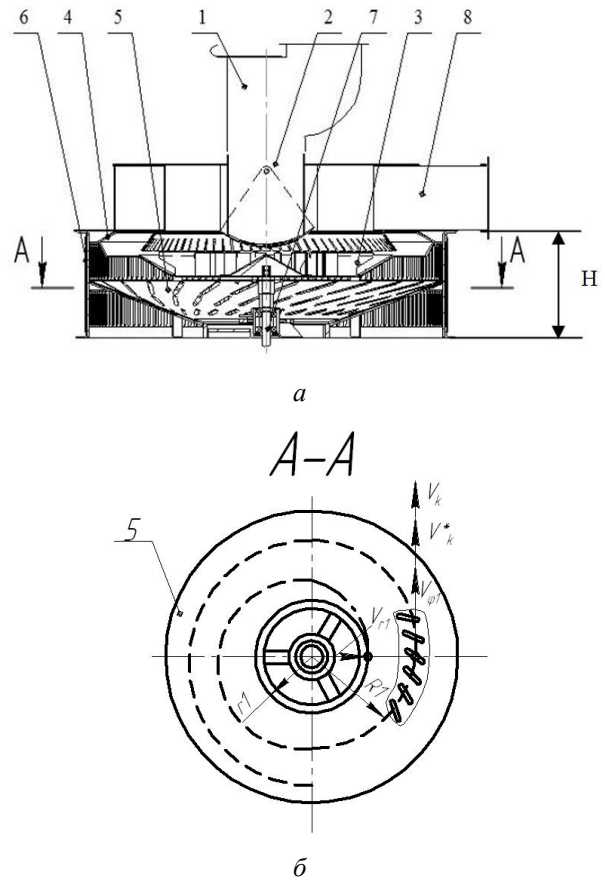
**Рис. 1.** Загальний вигляд пневмовихрового сепарувального пристрою [13; 14]:

1 – завантажувальний зернопровід; 2 – дозувальний пристрій; 3 – розкидач зернової суміші; 4 – стінка пневмоканалу; 5 – жалюзійний конус; 6 – жалюзійна циліндрична стінка; 7 – вал ротора сепаратора; 8 – кожух

**Fig. 1.** General view of the pneumatic-vortex separation device [13; 14]:

1 – loading grain lines; 2 – dosing device; 3 – spreader of grain mix; 4 – the wall of the air channel; 5 – louver cone; 6 – louver cylindrical wall; 7 – separator rotor shaft; 8 – casing

У результаті проведених досліджень [9; 19; 20] створена конструкція пневмовихрового пристрою, принципова схема якого подана на рис. 1 і 2. Сутність технологічного процесу цього пристрою така: зернова суміш крізь завантажувальний зернопровід 1 при відкритті шиберів дозувального пристрою 2 надходить самопливом на центр ротаційного розкидача 3, який закріплений на валу 7 решітного ротора сепаратора, що обертається з оптимальною (для решітної системи) швидкістю  $\omega$ .



**Рис. 2.** Конструкційна схема пневмовихрового сепарувального пристрою [13; 14] (а) та розрахункова схема руху вихрового повітряного потоку (б):

1 – завантажувальний зернопровід; 2 – дозувальний пристрій; 3 – розкидач зернової суміші; 4 – стінка пневмоканалу; 5 – жалюзійний конус; 6 – жалюзійна циліндрична стінка; 7 – вал ротора сепаратора; 8 – кожух

**Fig. 2.** Design scheme of the pneumatic-vortex separation device [13; 14] (a) and calculation scheme of the movement of the vortex air stream (b):

1 – loading grain mill; 2 – dosing device; 3 – spreader of grain mix; 4 – the wall of the air channel; 5 – louver cone; 6 – louver cylindrical wall; 7 – separator rotor shaft; 8 – casing

Ротаційний розкидач 3 подає зернову суміш рівномірним шаром заданої товщини, яка визначається кількістю надходження її крізь вікно дозувального пристрою 2, у пневмосепарувальний канал, обмежений зовнішньою стінкою 4. Вхід повітря у вікна жалюзійної 5 і конічної 6 стінок відбувається в напрямі обертання ротаційного розкидача 3 зернової суміші, що створює повітряний висхідний вихровий потік.

У результаті взаємодії частинок зернової суміші з повітряним потоком відбувається поділ суміші: легкі частинки виносяться за межі повітряного каналу, а важкі (повноцінні зерна основної культури) відбиваються від стінки 4 пневмоканалу і спрямовуються на поверхню жалюзійного конуса 5, який виконує подвійну функцію: створення основи пневмовихрового потоку повітря і аеродинамічного транспортування важкої фракції до центру.

Лінійна швидкість зернової суміші і кути напряму її введення в пневмовихровий канал щодо осей циліндричної системи координат  $O\rho\theta z$  визначаються за допомогою обчислень під час розв'язання системи диференціальних рівнянь [9].

З раніше розглянутих літературних джерел [11; 17; 22] відомо, що в обертальному русі навколо осі вихрової аспіраційної камери частинки зернової суміші, які потрапляють в аспіраційну камеру крізь дозувальний пристрій, залучаються в обертаний рух у вихровій камері за рахунок енергії повітряного потоку. При цьому радіальна складова швидкості повітряного потоку на різному радіусі вихрової аспіраційної камери залишається практично постійною. Такий висновок можливо зробити з припущення, що витрата повітря крізь вихрову камеру залишається незмінною і після введення зернової суміші крізь дозувальний пристрій у вихрову аспіраційну камеру. Радіальна складова є витратною складовою повітряного потоку, а її величина залишається незмінною. Такий висновок випливає і з розглянутих результатів аналітичного розв'язку рівняння руху в'язкої рідини [2; 11; 17; 19; 22].

З іншого боку, вираз для визначення радіальної складової швидкості повітряного потоку  $V_{r1}$  можливо записати через об'ємну витрату повітря у вихровій аспіраційній камері:

$$V_{r1} = \frac{Q_g}{2\pi r H}, \quad (1)$$

де  $Q_g$  – об'ємна витрата повітря,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $H$  – висота вихрової аспіраційної камери, м;  $r$  – радіус вихрової камери, м.

Отриманий вираз є тотожним за сталої висоти вихрової аспіраційної камери  $H$ , яку в разі

непаралельності торцевих напрямних кришок аспіраційної камери слід приймати як змінну величину.

Скориставшись отриманими раніше рівняннями [11; 17; 22] для визначення колової швидкості повітряного потоку після введення в нього зернової суміші, маємо:

$$V_k^* = V_k - \left( \frac{l_1}{g_1} \right) W_k, \quad (2)$$

де  $l_1$  та  $g_1$  – масові значення навантажень по зернової суміші та повітряній фазі відповідно,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $W_k$  – колова швидкість зернової суміші,  $\text{м}/\text{с}$ ;

$V_k^*$  – колова швидкість повітря за наявності в ньому зернової суміші,  $\text{м}/\text{с}$ ;  $V_k$  – колова швидкість повітря,  $\text{м}/\text{с}$ .

Підставивши в отримане рівняння (2) значення колової швидкості для повітряного потоку, отримаємо таку залежність:

$$V_k^* = V_k - \left( \frac{r Q W_k}{r_t Q_t} \right) \times \frac{V_{j1}}{(2e + V_{r1} R_1) r} \times \left( R_1^2 V_{r1} + e R_1 + e R_1 \frac{V_{r1} R_1 + e}{r} \frac{V_{r1} R_1 + e}{e} \right), \quad (3)$$

де  $e$  – коефіцієнт в'язкості турбулентного потоку,  $\text{Па}\cdot\text{с}$ ;  $\rho$  – густина зернової суміші,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;  $\rho_t$  – густина повітря,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;  $Q$ ,  $Q_t$  – об'ємна витрата зернової суміші та повітря відповідно,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $R_1$  – радіус розташування тангенціальних щілин для введення повітряного потоку на конусній частині вихрової камери, м;  $V_{r1}$  – радіальна швидкість повітря на вході у вихрову камеру,  $\text{м}/\text{с}$ ;  $V_{\phi 1}$  – колова швидкість повітря на радіусі  $R_1$ ,  $\text{м}/\text{с}$ .

З рівняння (3) видно, що колова швидкість повітряного потоку після введення в нього зернової суміші залежить від співвідношення навантажень у різних фазах та характерної для потоку зернової суміші швидкості поодиноких часток на розглянутому радіусі вихрової аспіраційної камери  $R_1$ .

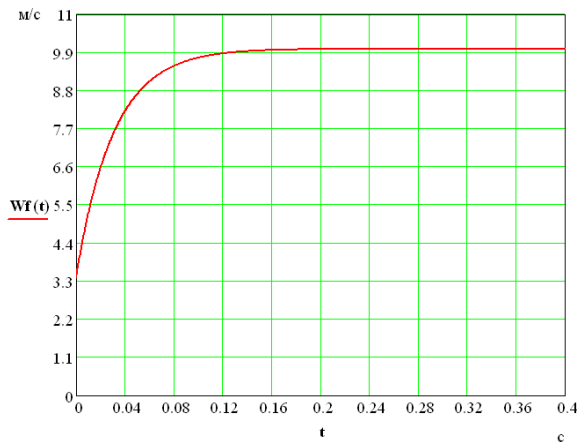
Залежність колової швидкості повітряного потоку після введення в нього зернової суміші має достатньо складний вигляд. Це пов'язано насамперед із тим, що визначення швидкості поодиноких часток зернової суміші на будь-якому радіусі вихрової камери залежить від низки факторів, таких як міделевий переріз часток, в'язкість повітряного потоку, значення колової швидкості поодинокій частки зернового матеріалу, початкові значення колової швидкості повітряного потоку на певному радіусі вихрової камери, з яким взаємодіє повітряний потік.

Окрім того, значення колової швидкості зернової суміші та повітряного потоку залежать також від радіальної складової швидкості, що зрозуміло з аналізу рівняння (4), яке, по суті, є частиною рівнянь системи, що описує рух поодиноких часток зернової суміші в циліндричній системі координат у коловому напрямі:

$$\frac{d}{dt}W_f(t) = -\frac{W_f(t)W_r(t)}{r} + \frac{1}{8} \frac{j p r_c d_c^2 (V_f(t) - W_f(t))}{m}, \quad (4)$$

де  $\phi$  – коефіцієнт опору поодинокій частки зернової суміші;  $d_c$  – діаметр поодинокій частки зернової суміші, м;  $m$  – маса виділеного об'єму, кг;  $r$  – поточне значення радіуса вихрової камери, м;  $V_f(t)$  – колова швидкість повітря на радіусі  $r_1$ , м/с;  $W_f(t)$  – колова швидкість повітряного потоку та зернової суміші на радіусі  $r_1$ , м/с;  $W_r(t)$  – радіальна швидкість повітряного потоку та зернової суміші на радіусі  $r_1$ , м/с.

Для розв'язку рівняння (4) була побудована модель руху повітряного потоку при введенні в нього зернових сумішей у прикладному програмному середовищі та отримано числовий розв'язок цього рівняння (рис. 3).



**Рис. 3.** Залежність зміни колової швидкості частки діаметром 2 мм

**Fig. 3.** Dependence of the change in the velocity of a particle with a diameter of 2 mm

Як видно з рівняння (4), колова швидкість поодинокій частки зернової суміші в повітряному потоці залежить від колової швидкості повітряного потоку, з яким взаємодіє частка зернового матеріалу. Колова швидкість повітряного потоку, з яким взаємодіє частка зернового матеріалу, у свою чергу залежить від питомого навантаження зернового матеріалу на аспіраційний канал вихрової камери (рис. 2, а).

На рис. 3 наведена залежність зростання швидкості руху зернівки у вихровому потоці повітря від часу для колових швидкостей повітряного потоку, рівних 10 м/с, радіальної складової швидкості повітряного потоку, що дорівнює 1,3...0,4 м/с, за таких параметрів відбувається розщеплення часток зернової суміші на радіусі, який відповідає радіусу патрубка відведення засміченого повітря з вихрової камери, рівному 0,5 м. З отриманого графіка можна зробити висновок про достовірність раніше висловлених припущень про практично миттєве залучення часток після розгалуження струменів у зоні максимальних колових швидкостей повітряного потоку в обертальний рух зі швидкостями, які співмірні зі швидкостями повітряного потоку. Так, наприклад, для наведених вище умов час залучення зернівки в обертальний рух зі швидкостями, достатніми для створення поля відцентрових сил, що захоплюються повітряним потоком від центру до периферії, становить 0,4 с.

Отже, взаємозв'язок впливів на частку ставить досить складну задачу для визначення швидкості зерно-повітряного потоку вздовж радіуса вихрової аспіраційної камери, особливо для розрахунку сил опору в'язкого повітряного потоку і відцентрових сил, які діють на поодинокую частку зернового матеріалу в результаті її обертання навколо осі вихрової аспіраційної камери.

Аналіз співвідношень цих сил у будь-якій точці вздовж радіуса вихрової аспіраційної камери, починаючи від місця введення зернової суміші в повітряний потік та відокремлення в ньому легкої фракції відповідного розміру і аж до місця виведення легкої фракції з вихрової камери (тобто досягнення периферії камери), дає змогу досить чітко визначити умови стабільної роботи вихрової аспіраційної камери з точки зору здійснення постійного руху вихрового потоку частинок зернового матеріалу та вихрового повітряного потоку.

**Висновки.** На основі теоретичних досліджень визначена можливість поділу частинок зернового матеріалу на фракції за аеродинамічними властивостями (цілі зернівки, легкі домішки) у вихровій аспіраційній камері вібровідцентрового сепаратора.

Отримані спрощені математичні моделі руху компонентів зернового матеріалу в повітряних вихрових потоках з конічним каналом, що дають змогу визначити раціональні значення швидкості та часу взаємодії вихрового повітряного потоку та засміченого зернового матеріалу, на базі яких

можна обґрунтувати конструкційні параметри вихрової аспіраційної камери.

Використання вихрового повітряного потоку в конічному каналі як розділяючого носія дозволяє значно збільшити розщеплення траєкторій і критерій поділу зерна на фракції.

### Бібліографічний список

1. Адамчук В. В., Прилуцький А. Н., Зариш-няк А. С., Степаненко С. П. Концепція перспективи комплексного вирішення проблеми післязбиральної обробки і зберігання зерна в сільськогосподарських підприємствах України. *Механізація та електрифікація сільського господарства: міжвідом. темат. наук. зб. Глеваха, 2014. Вип. 99, т. 1. С. 40–56.*
2. Барский М. Д. Фракционирование порошков. Москва: Недра, 1980. 327 с.
3. Васильковський М. І., Гончарова С. Я., Лещенко С. М. Обґрунтування параметрів сепарації зерна в похилому повітряному потоці. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: загальнодерж. міжвідом. наук.-техн. зб. Кіровоград: КНТУ, 2007. Вип. 37. С. 132–137.*
4. Гортинский В. В., Демский А. Б., Борискин М. А. Процессы сепарирования на зерноперерабатывающих предприятиях. Москва: Колос, 1980. 304 с.
5. Дринча В. М. Исследование сепарации семян и разработка машинных технологий их подготовки. Воронеж: Изд-во НПО «МОДЭК», 2006. 384 с.
6. Ермак В. П. Концепція аеродинамічної сепарації насіння сільськогосподарських культур та засоби її реалізації: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.11. Тернопіль, 2009. 39 с.
7. Злочевский В. Л., Терехова О. Н. Повышение технологической эффективности пневмофракционирования зерновых масс. *Хранение и переработка зерна. 2004. № 5(59). С. 38–40.*
8. Колодій О. С. Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів пневмогравітаційного сепаратора насіння соняшника: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.11. Мелітополь, 2015. 23 с.
9. Котов Б. І., Калініченко Р. А., Степаненко С. П. та ін. Моделювання технологічних процесів в типових об'єктах післязбиральної обробки і зберігання зерна (сепарація, сушіння, активне вентилявання, охолодження): монографія. Ніжин: ПП Лисенко М. М., 2017. 552 с.
10. Кошулько В. С. Тенденции развития технологических и технических средств для сепарации зерновых материалов. *Хранение и переработка зерна. 2014. № 2 (179). С. 22–24.*
11. Кучеренко С. І., Ольшанський В. П., Ольшанський С. В., Тіщенко Л. М. Балістика крапель, які випаровуються при польоті. Харків: ХНТУСГ, 2007. 203 с.
12. Нестеренко О. В. Обґрунтування параметрів пневмосепаруючого каналу з багаторівневим введенням зернового матеріалу: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.11. Кропивницький, 2017. 21 с.
13. Сепаратор зерна: пат. №60985 Україна: МПК В07В1/00. № U 2010 04775; заявл. 21.04.2010; опубл. 11.07.2011, Бюл. № 13. 3 с.
14. Сепаратор зерна пневмовідцентровий: пат. № 119186 Україна: МПК (2006.01) В07В 1/28. № u 2017 041129; заявл. 25.04.2017; опубл. 11.09.2017, Бюл. № 17. 3 с.
15. Сліпченко М. В. Обґрунтування параметрів процесу і розробка пневмосепаруючого пристрою вібровідцентрових зернових сепараторів: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.11. Харків, 2013. 20 с.
16. Степаненко С. П. Дослідження процесу пневматичної сепарації насіння в кільцевому зигзагоподібному сепараторі. *Вісник Харківського національного технічного університету імені Петра Василенка. Вип. 75, т. 1: Механізація сільськогосподарського виробництва. Харків: ХНТУСГ, 2008. С. 59–65.*
17. Степаненко С. П., Котов Б. І. Дослідження закономірностей руху компонентів зернового матеріалу під час пневмогравітаційного фракціонування у вертикальному каналі. *Механізація та електрифікація сільського господарства: загальнодерж. зб. Глеваха: ННЦ «ІМЕСГ». 2018. Вип. № 7 (106). С. 82–89.*
18. Степаненко С. П., Котов Б. І., Спірін А. В. До питання математичного опису руху вимолоченого насіння в кільцевому каналі змінного перерізу. *Вісник Харківського національного технічного університету імені Петра Василенка. Вип. 180: Механізація сільськогосподарського виробництва. Харків: ХНТУСГ, 2017. С. 330–339.*
19. Степаненко С. П., Котов Б. І., Швидя В. О., Коваль Ю. Г. До теорії розділення зерна в повітряному потоці. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: загальнодерж. міжвідом. наук.-техн. зб. Кіровоград: КНТУ, 2009. Вип. 39. С. 54–62.*
20. Степаненко С. П., Прилуцький А. Н., Коваль Ю. Г. До обґрунтування шляхів підвищення інтенсифікації процесу і конструкційної схеми пневмосепаруючої частини вібровідцентрового сепаратора зерна. *Механізація та електрифікація сільського господарства: міжвідом. темат. наук. зб. Глеваха, 2010. Вип. 94. С. 216–219.*
21. Степаненко С. П., Швидя В. О., Попадюк І. С. Аналіз розвитку конструкцій пневмосепаруючих систем сепараторів. *Механізація та електрифікація сільського господарства: загальнодерж. зб. Глеваха: ННЦ «ІМЕСГ», 2017. Вип. 5 (104). С. 132–142.*
22. Ушаков С. Г., Зверев Н. И. Инерционная сепарация пыли. Москва: Энергия, 1974. 168 с.
23. Швидя В. О. Підвищення ефективності пневмовідцентрового сепаратора та обґрунтування параметрів робочих органів: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.11. Глеваха, 2012. 18 с.
24. Шилин В. В. Повышение эффективности очистки зерна виброцентробежным сепаратором путем разработки пневмосистемы с вертикальным кольцевым аспирационным каналом: автореф. дисс. ... канд. техн. наук: 05.20.01. Киров, 2004. 20 с.



Степаненко С., Котов Б.

**ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РУХУ ПОВІТРЯНОГО ПОТОКУ  
ПРИ ВВЕДЕННІ В НЬОГО ЗЕРНОВИХ СУМІШЕЙ**

У статті викладено теоретичні дослідження технологічного процесу пневмовихрового сепарування зернових сумішей, що дає змогу визначити кінематичні параметри зерноочисного пневмовібровідцентрового сепаратора продуктивністю 25 ... 50 т/год на первинному очищенні зерна пшениці зі забезпеченням якісних показників відповідно до ДСТУ 3768:2010 і посівних якостей насіння відповідно до РН-1-3 ДСТУ 2240-93 при продуктивності 10 ... 20 т/год. Пневмовихровий спосіб і конструкція пристрою для сепарування зернових сумішей забезпечують необхідне кероване завантаження модуля, продуктивність і рівномірність розподілу зернової суміші в пневмовихровому повітряному потоці за рахунок нової конструкції ротаційного розкидача та дозувального пристрою.

Отримано аналітичний вираз для визначення радіальної швидкості руху частки у пневмовихровому потоці, а також диференціальне рівняння руху пневмовихрового потоку зі зерною сумішшю. Розв'язок цього диференціального рівняння у вигляді графічної залежності колової швидкості руху частки у пневмовихровому потоці від часу одержано за допомогою моделювання. Розв'язок диференціального рівняння дав змогу визначити умови стабільної роботи вихрової аспіраційної камери при здійсненні постійного руху вихрового потоку частинок зернового матеріалу та вихрового повітряного потоку.

Встановлено, що застосування процесу пневмовихрового сепарування зернових сумішей за використання у конструкціях вібровідцентрових сепараторів дає можливість підвищити його продуктивність порівняно з продуктивністю відомих промислових сепараторів і на його основі створити нові універсальні пневмовібровідцентрові сепаратори продуктивністю 50, 100 і 200 т/год.

**Ключові слова:** теоретична залежність, зернова суміш, дозування, сепарування, розподілення, ефективність, продуктивність, травмування, якість, колова швидкість, радіальна швидкість.

Stepanenko S., Kotov B.

**THEORETICAL INVESTIGATIONS OF THE AIR FLOW  
OF THE MOVEMENT IN ITS GRAIN MIXTURES**

The article presents the theoretical researches on the technological process of pneumoviral separation of grain mixtures, which makes it possible to determine the design-kinematic and technological parameters of the grain-cleaning centrifugal separator with a productivity of 25...50 tons per hour on the initial purification of wheat grain with the provision of quality indicators in accordance with DSTU 3768: 2010 and seed yields, respectively, RN-1-3 DSTU 2240-93 with a productivity of 10...20 tons per hour. Pneumatic seeding method and design of the device for separation of grain mixtures provide the necessary controlled loading (productivity) of the module and the uniform distribution of the grain mixture in the pneumatic air flow due to the new design of the rotary spreader and dosing device. An analytical expression is obtained for determining the radial velocity of the particle motion in the pneumoviral flow, as well as the differential equation of motion of the pneumoviral flow with the grain mixture. The solution of this differential equation, obtained in the form of graphical dependence of the velocity of the particle motion in the pneumoviral flow from time to time by simulation. The solution of the differential equation made it possible to determine the hydrodynamic conditions of the stable operation of the vortex aspiration chamber when a constant countercurrent motion of the vortex flow of particles of grain material and vortex air flow was made. The conducted studies confirm the possibility of intensifying the grain mix separation process in a vortex aspiration chamber, and theoretical studies and mechano-technological substantiation of operations make it possible to determine the technological and structural elements of such devices. It was established that the application of the process of pneumoviral separation of grain mixtures when used in structures of vibrocentric separators makes it possible to increase its productivity by 1,5...2 times in comparison with the productivity of known industrial separators and on its basis create new universal centrifugal centrifugal separators with productivity of 50...200 tons per hour.

**Key words:** theoretical dependence, grain mix, dosage, separation, distribution, efficiency, productivity, injury, quality, circular speed, radial speed.

*Стаття надійшла 07.11.2018*

## АНАЛІЗ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ ПОДАЧІ КОМПОНЕНТІВ ВОРОХУ КОРЕНЕПЛОДІВ ЦИКОРІЮ ДО ОЧИСНИКА

Євгеній Олійник, к. т. н., Валерій Войтюк, д. т. н.

*Національний університет біоресурсів і природокористування України,*

*вул. Героїв Оборони, 15, Київ, Україна,*

*e-mail: evgeniy1991oleynik@ukr.net*

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2018.01.053>

**Постановка проблеми.** Виробництво продукції переробки цикорію корента провідною галуззю агропромислового комплексу України. Коренеплоди цикорію використовують у фармацевтичній, кавовій, спиртовій та кондитерській галузях. Продукція двох переробних заводів України, які завантажені на 15...25 % виробничої потужності, експортується у Францію, Бельгію, Угорщину, РФ, Республіку Білорусь, США та інші країни [21].

Цінність коренеплодів цикорію визначається вмістом у них різновидів цукринів – інуліну, фруктози, глюкозиду інтибіну, різних видів корисних для організму та рідкісних у натуральних продуктах кислот, вітамінів, а також мікроелементів із включеннями заліза, міді, цинку, хрому. Крім того, гичка коренеплодів є одним із джерел повернення поживних речовин після її розкидання на зібране поле та загортання в ґрунт, а коренеплоди – це екологічно чисті продуктивні відновлювані джерела енергії для виробництва біоетанолу.

Під час збирання коренеплодів цикорію (урожайність 250 ц/га і більше) знижується їх повнота збирання, втрати коренеплодів на поверхні ґрунту сягають 15...30 %. У разі збільшення вологості ґрунту до 22...28 % якість роботи коренезбиральних машин погіршується у 2...6 разів, а на сухих твердих ґрунтах (абсолютна вологість 6...12 %) спостерігається значне, до 20...40 %, забруднення вороху коренеплодів грудками землі [5; 13; 23].

Основними причинами зниження виробництва коренеплодів цикорію є недосконалість техніки для збирання та невідповідність показників якості роботи встановленим вимогам [19]. Від застосованих компоновальних схем очисних систем і параметрів їх робочих органів залежать якість очищення коренеплодів від домішок, їх пошкодження та втрати.

Підвищення ефективності збирання коренеплодів цикорію і, як наслідок, підвищення

якості продукції їх переробки вимагають принципово нових підходів до розробки та впровадження прогресивних технологій збирання [2].

Шляхами підвищення показників якості виконання технологічного процесу збирання коренеплодів цикорію, які являють собою комплексну науково-технічну задачу, є пошук нових конструктивних схем комбінованих робочих органів і створених на їх базі вдосконалених очисників вороху коренеплодів цикорію та компоновальних схем коренезбиральних машин загалом. Одним із резервів підвищення якості очищення коренеплодів цикорію є інтенсифікація технологічного процесу відокремлення компонентів домішок від коренеплодів за допомогою застосування вдосконалених очисних систем з комбінованим робочим органом, які реалізують додатковий динамічний ефект одночасної взаємодії очисних елементів із компонентами домішок і коренеплодами [3; 16].

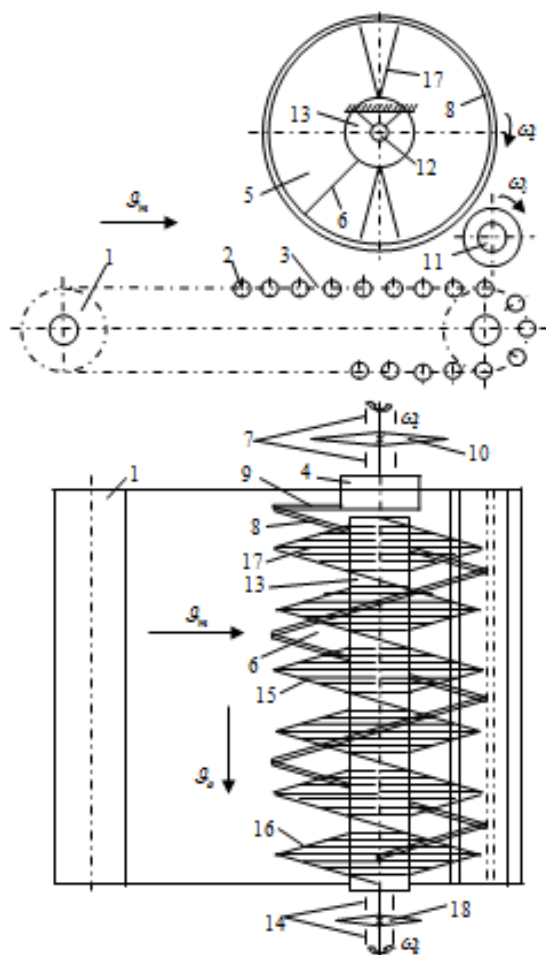
### **Аналіз останніх досліджень і публікацій.**

Питання методології та методики розроблення нової техніки з використанням аналітичного було традиційною ічного моделювання технологічних процесів збирання коренеплодів розглянуто у наукових працях [1; 4; 6; 7; 9–12; 18].

Аналіз відомих праць показав, що в повному обсязі результатами й методами аналітичного розрахунку подачі компонентів викопаного вороху коренеплодів до очисника скористатися неможливо. У працях викладено тільки загальні положення, які описують технологічні процеси викопування без урахування агробіологічних умов розташування коренеплодів у ґрунтово-коренеплідному середовищі, можливої мінливості зміни урожайності гички та коренеплодів тощо.

Тому, незважаючи на значний обсяг методів і принципів розробки аналітичних моделей, є певні обмеження щодо їх застосування для обґрунтування та оптимізації основних параметрів робочих органів очисників вороху коренеплодів, що й зумовило необхідність проведення даних досліджень.

**Постановка завдання.** Технологічний процес роботи вдосконаленого очисника вороху (рис. 1) регламентується та значною мірою залежить від технологічної подачі складових компонентів викопаного вороху до робочих органів очисника.



**Рис. 1.** Конструктивна схема очисника вороху:  
1 – подавальний транспортер; 2 – пруток; 3 – робоча гілка; 4 – гвинт; 5 – пустотілий гвинтовий циліндр; 6 – виток; 7, 14 – опори; 8 – труба; 9 – фланець; 10, 18 – зірочки; 11 – відкидний валець; 12 – приводний вал; 13 – барабан; 15, 16 – гвинтові лінії; 17 – очисні елементи

**Fig. 1.** Constructive scheme of the heater cleaner:  
1 – feed conveyor; 2 – rod; 3 – working branch; 4 – screw; 5 – hollow screw cylinder; 6 – turn; 7, 14 – support; 8 – pipe; 9 – a flange; 10, 18 – an asterisk; 11 – folding roller; 12 – drive shaft; 13 – drum; 15, 16 – screw line; 17 – cleaning elements

Складовими компонентами технологічної подачі викопаного вороху є технологічна подача до робочих органів очисної системи викопаних коренеплодів і домішок. Домішки вороху можуть

бути ґрунтового та рослинного походження, а також перебувати у вільному та «зв'язаному» станах відносно чистих коренеплодів (рис. 2).

При цьому технологічна подача складових компонентів викопаного вороху до робочих органів очисної системи залежатиме від багатьох факторів як конструктивного, так і технологічного характеру:

- технологічна подача коренеплодів цикорію залежить від урожайності коренеплодів, швидкості руху та рядності коренезбиральної машини, втрат коренеплодів під час викопування та їх переміщення до робочих органів очисної системи;

- технологічна подача вільних ґрунтових домішок залежить від конструкції та глибини ходу викопувальних робочих органів і швидкості руху машини, фізико-механічних властивостей і характеристик ґрунтового навколоплідного середовища, коефіцієнтів просіювання вільних ґрунтових домішок під час викопування та їх переміщення до робочих органів очисної системи;

- технологічна подача налиплого ґрунту на поверхні тіла викопаних коренеплодів залежить від розмірних параметрів і глибини залягання коренеплодів у ґрунтовому навколоплідному середовищі, конструкції та параметрів викопувальних робочих органів, фізико-механічних властивостей і характеристик середовища;

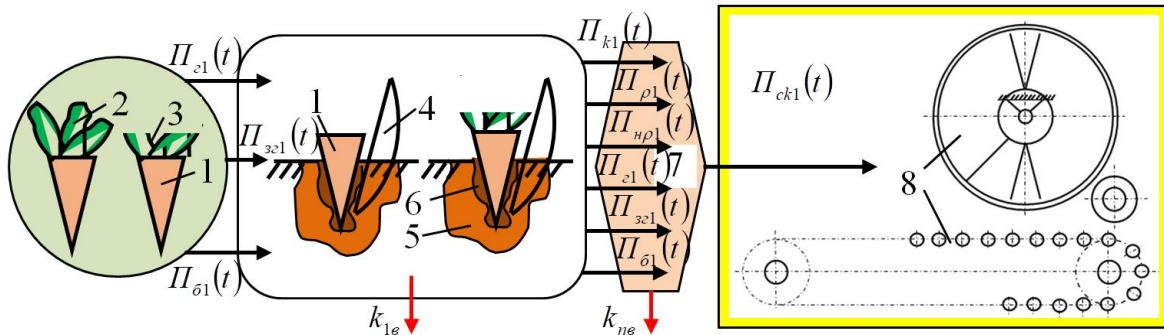
- технологічна подача рослинних компонентів залежить від урожайності гички коренеплодів цикорію, кількості бур'янів на один погонний метр поля, їх агробіологічних характеристик і властивостей, швидкості руху модуля для збирання гички, його ширини захвату, або кількості рядків коренеплодів, з яких одночасно зрізується гичка, показників якості зрізування та підбирання зрізаної гички робочими органами [9; 14; 22; 25].

Тому для обґрунтування параметрів робочих органів очисної системи на стадії її конструктивної розробки та проектування доцільно проаналізувати та визначити на теоретичному рівні можливі межі зміни технологічної подачі складових компонентів вороху до робочих органів очисника з метою отримання аналітичних функціональних закономірностей їх зміни від параметрів насаджень коренеплодів і робочих органів коренезбиральної машини.

Метою роботи є підвищення ефективності відокремлення домішок від коренеплодів цикорію завдяки вдосконаленню конструкції та вибору раціональних параметрів очисника з комбінованим робочим органом.



**Рис. 2.** Схема операцій очищення вороху коренеплодів  
**Fig. 2.** Scheme of operations for cleaning the rocks of root crops



**Рис. 3.** Схема технологічної подачі складових компонентів вороху до робочих органів очисника:  
 1 – коренеплід; 2 – гичка; 3 – залишки гички; 4 – копач; 5 – навколоплідне ґрунтове середовище; 6 – налиплий ґрунт; 7 – з’єднувальна ланка коренезбиральної машини; 8 – очисник вороху  
**Fig. 3.** Scheme of technological delivery of constituent components of a heap to the working bodies of the cleaner:  
 1 – root; 2 – hitch; 3 – the remnants of the hook; 4 – a digger; 5 – amniotic soil environment; 6 – clay soil; 7 – the connecting link of the root-cutting machine; 8 – heap cleaner

**Виклад основного матеріалу.** Теоретичний аналіз технологічної подачі складових компонентів вороху до робочих органів очисника проведемо в такому порядку.

Відомо [17; 24], що теоретична технологічна подача складових компонентів вороху з одного рядка коренеплодів 1 (рис. 3) за проміжок часу  $t$  руху коренезбиральної машини, яку позначимо через  $\Pi_{ck1}(t)$ , складається зі сумарної подачі чистих коренеплодів  $\Pi_{k1}(t)$  і домішок  $\Pi_{o1}(t)$ , які складаються з вільного ґрунту  $\Pi_{r1}(t)$ , налиплого ґрунту на поверхні тіла викопаних коренеплодів

$\Pi_{nr1}(t)$ , втрат зрізаної вільної гички  $\Pi_{z1}(t)$  та бур’янів  $\Pi_{o1}(t)$ , залишків гички на головках коренеплодів  $\Pi_{z2}(t)$ , які знаходяться в рядку або в одному суміжному міжрядді:

$$\Pi_{ck1}(t) = \Pi_{k1}(t) + \Pi_{r1}(t) + \Pi_{nr1}(t) + \Pi_{z1}(t) + \Pi_{o1}(t) + \Pi_{z2}(t) \quad (1)$$

Якщо збирання коренеплодів цикорію 1 (рис. 4) відбувається одночасно з  $N$  рядків, тоді подача  $\sum_{i=1}^N \Pi_{cki}(t)$  (де  $i = 1, 2, \dots, N$ ) складових компонентів вороху до робочих органів очисної

системи за проміжок часу  $t$  руху коренезбиральної машини згідно з (1) визначається так:

$$\sum_{i=1}^N \Pi_{cki}(t) = \sum_{i=1}^N \Pi_{ki}(t) + \sum_{i=1}^N \Pi_{ri}(t) + \sum_{i=1}^N \Pi_{nri}(t) + \sum_{i=1}^n \Pi_{zi}(t) + \sum_{i=1}^N \Pi_{\bar{o}i}(t) + \sum_{i=1}^N \Pi_{\bar{z}zi}(t) \quad (2)$$

де  $\sum_{i=1}^N \Pi_{ki}(t)$  – сумарна подача чистих коренеплодів з  $N$  рядків за час  $t$ , кг;  $\sum_{i=1}^N \Pi_{ri}(t)$  – сумарна подача вільного ґрунту з  $N$  рядків за час  $t$ , кг;  $\sum_{i=1}^N \Pi_{nri}(t)$  – сумарна подача налиплого ґрунту на поверхні викопаних коренеплодів з  $N$  рядків за час  $t$ , кг;  $\sum_{i=1}^n \Pi_{zi}(t)$  – сумарна подача втрат зрізаної вільної гички з  $N$  рядків за час  $t$ , кг;  $\sum_{i=1}^N \Pi_{\bar{o}i}(t)$  – сумарна подача втрат зрізаних бур'янів з  $N$  міжрядь за час  $t$ , кг;  $\sum_{i=1}^N \Pi_{\bar{z}zi}(t)$  – сумарна подача залишків гички з  $N$  рядків за час  $t$ , кг;  $\Pi_{r1}(t), \Pi_{r2}(t), \dots, \Pi_{rN}(t)$  – подача вільного ґрунту з 1, 2, ...,  $N$ -го рядка за час  $t$ , кг;  $\Pi_{nr1}(t), \Pi_{nr2}(t), \dots, \Pi_{nrN}(t)$  – подача налиплого ґрунту з 1, 2, ...,  $N$ -го рядка за час  $t$ , кг;  $\Pi_{z1}(t), \Pi_{z2}(t), \dots, \Pi_{zN}(t)$  – подача втрат гички з 1, 2, ...,  $N$ -го рядка за час  $t$ , кг;  $\Pi_{\bar{o}1}(t), \Pi_{\bar{o}2}(t), \dots, \Pi_{\bar{o}N}(t)$  – подача втрат бур'янів з 1, 2, ...,  $N$ -го рядка за час  $t$ , кг;  $\Pi_{\bar{z}z1}(t), \Pi_{\bar{z}z2}(t), \dots, \Pi_{\bar{z}zN}(t)$  – подача залишків гички з 1, 2, ...,  $N$ -го рядка за час  $t$ , кг.

При цьому складові залежності (2), які визначають сумарну подачу  $\sum_{i=1}^N \Pi_{cki}(t)$  складових компонентів вороху до робочих органів очисної системи з  $N$  рядків за проміжок часу  $t$ , визначають за формулою

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^N \Pi_{ki}(t) = \Pi_{k1}(t) + \Pi_{k2}(t) + \dots + \Pi_{kN}(t); \\ \sum_{i=1}^N \Pi_{ri}(t) = \Pi_{r1}(t) + \Pi_{r2}(t) + \dots + \Pi_{rN}(t); \\ \sum_{i=1}^N \Pi_{nri}(t) = \Pi_{nr1}(t) + \Pi_{nr2}(t) + \dots + \Pi_{nrN}(t); \\ \sum_{i=1}^n \Pi_{zi}(t) = \Pi_{z1}(t) + \Pi_{z2}(t) + \dots + \Pi_{zN}(t); \\ \sum_{i=1}^N \Pi_{\bar{o}i}(t) = \Pi_{\bar{o}1}(t) + \Pi_{\bar{o}2}(t) + \dots + \Pi_{\bar{o}N}(t); \\ \sum_{i=1}^N \Pi_{\bar{z}zi}(t) = \Pi_{\bar{z}z1}(t) + \Pi_{\bar{z}z2}(t) + \dots + \Pi_{\bar{z}zN}(t) \end{cases} \quad (3)$$

де  $\Pi_{k1}(t), \Pi_{k2}(t), \dots, \Pi_{kN}(t)$  – подача чистих коренеплодів з 1, 2, ...,  $N$ -го рядка за час  $t$ , кг;  $\Pi_{r1}(t), \Pi_{r2}(t), \dots, \Pi_{rN}(t)$  – подача вільного ґрунту з 1, 2, ...,  $N$ -го рядка за час  $t$ , кг;  $\Pi_{nr1}(t), \Pi_{nr2}(t), \dots, \Pi_{nrN}(t)$  – подача налиплого ґрунту з 1, 2, ...,  $N$ -го рядка за час  $t$ , кг;  $\Pi_{z1}(t), \Pi_{z2}(t), \Pi_{zN}(t)$  – подача втрат гички з 1, 2, ...,  $N$ -го рядка за час  $t$ , кг;  $\Pi_{\bar{o}1}(t), \Pi_{\bar{o}2}(t), \Pi_{\bar{o}N}(t)$  – подача втрат бур'янів з 1, 2, ...,  $N$ -го рядка за час  $t$ , кг;  $\Pi_{\bar{z}z1}(t), \Pi_{\bar{z}z2}(t), \Pi_{\bar{z}zN}(t)$  – подача залишків гички з 1, 2, ...,  $N$ -го рядка за час  $t$ , кг.

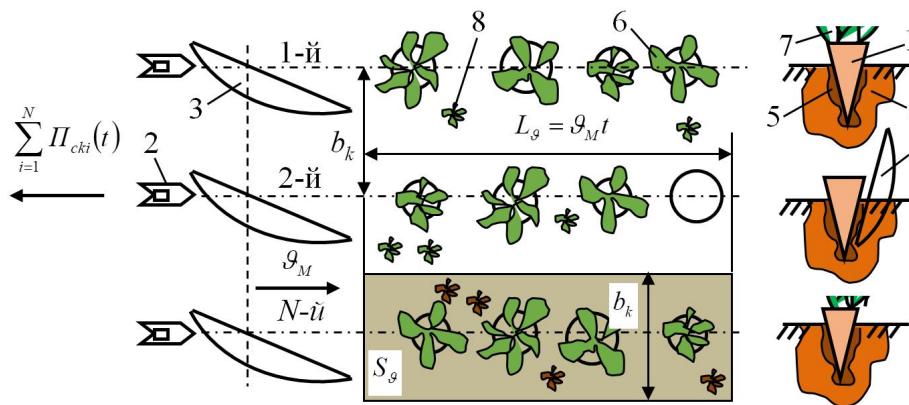


Рис. 4. Схема до розрахунку технологічної подачі складових компонентів вороху до робочих органів очисної системи:

1 – коренеплід; 2 – розпушувач; 3 – сферичний диск; 4 – навколоплідне ґрунтове середовище; 5 – налиплий ґрунт; 6 – гичка коренеплодів; 7 – залишки гички; 8 – бур'яни

Fig. 4. Scheme to calculate the technological supply of constituent components of the heap to the working organs of the purification system:

1 – root; 2 – spreader; 3 – spherical disk; 4 – amniotic soil environment; 5 – soaked soil; 6 – a stick of roots; 7 – the remains of the hinge; 8 – weeds

Для подальшого розрахунку та аналізу подачі складових компонентів вороху до робочих органів очисної системи приймаємо припущення, що коренеплоди цикорію викопуються копачем, який складається з одностороннього сферичного диска 3 (див. рис. 4) та розпушувача 2. Згідно з результатами досліджень [23], поєднання диска та розпушувача забезпечує ефективне викопування коренеплодів порівняно з іншими відомими типами копачів.

Подача  $\Pi_{ki}(t)$  чистих коренеплодів  $I$  (див. рис. 1) з кожного окремого 1, 2, ...,  $N$ -го рядка за проміжок часу  $t$  за швидкості руху корене-збиральної машини  $J_M$  дорівнює різниці подачі коренеплодів  $\Pi_{uk}(t)$ , які залягають у навколоплідному ґрунтовому середовищі до їх викопування, та сумарних втрат  $\sum \Pi_{\epsilon k}(t)$  коренеплодів або їх частин, які виникають у процесі їх викопування робочими органами 2, 3 копача та переміщення до робочих органів очисної системи:

$$\left\{ \begin{aligned} \Pi_{k1}(t) &= \Pi_{uk1}(t) - \sum \Pi_{\epsilon k1}(t) = \\ &= \Pi_{uk1}(t) - [\Pi_{\epsilon k1}(t) + \Pi_{nk}(t_n)]; \\ \Pi_{k2}(t) &= \Pi_{uk2}(t) - \sum \Pi_{\epsilon k2}(t) = \\ &= \Pi_{uk2}(t) - [\Pi_{\epsilon k2}(t) + \Pi_{nk}(t_n)]; \\ &\dots\dots\dots; \\ \Pi_{kN}(t) &= \Pi_{ukN}(t) - \sum \Pi_{\epsilon kN}(t) = \\ &= \Pi_{ukN}(t) - [\Pi_{\epsilon kN}(t) + \Pi_{nk}(t_n)] \end{aligned} \right. \quad (4)$$

де  $\Pi_{uk1}(t)$ ,  $\Pi_{uk2}(t)$ , ...,  $\Pi_{ukN}(t)$  – подача коренеплодів, які залягають у навколоплідному ґрунтовому середовищі до їх викопування з 1, 2, ...,  $N$ -го рядка за час  $t$ , кг;  $\Pi_{\epsilon k1}(t)$ ,  $\Pi_{\epsilon k2}(t)$ , ...,  $\Pi_{\epsilon kN}(t)$  – втрати коренеплодів, які виникають під час їх викопування з навколоплідного ґрунтового середовища з 1, 2, ...,  $N$ -го рядка за час  $t$ , кг;  $\Pi_{nk}(t_n)$  – втрати коренеплодів, які виникають у процесі переміщення викопаних коренеплодів по робочих органах до робочих органів очисника за час переміщення  $t_n$ , кг.

Подача коренеплодів  $\Pi_{uki}(t)$ , які залягають у навколоплідному ґрунтовому середовищі до їх викопування з кожного окремого  $i$ -го рядка, складається з подачі суми мас  $\sum_{j=1}^n m_{kj}$  кожного викопаного копачем коренеплоду  $I$  (див. рис. 3) за проміжок часу  $t$  за швидкості руху корене-збиральної машини  $J_M$ , або кожного коренеплоду

$I$ , які розташовуються на довжині рядка  $L_J = J_M t$ , тобто

$$\left\{ \begin{aligned} \Pi_{uk1}(t) &= \sum_{j=1}^n m_{kj1}(t) = m_{k11}z_{11}(t) + \\ &+ m_{k21}z_{21}(t) + \dots + m_{kn1}z_{n1}(t); \\ \Pi_{uk2}(t) &= \sum_{j=1}^n m_{kj2}(t) = m_{k12}z_{12}(t) + \\ &+ m_{k22}z_{22}(t) + \dots + m_{kn2}z_{n2}(t); \\ &\dots\dots\dots; \\ \Pi_{ukN}(t) &= \sum_{j=1}^n m_{kjN}(t) = m_{k1N}z_{1N}(t) + \\ &+ m_{k2N}z_{2N}(t) + \dots + m_{knN}z_{nN}(t) \end{aligned} \right. \quad (5)$$

де  $j = 1, 2, \dots, n$  – кількість масових фракцій коренеплоду цикорію;  $\sum_{j=1}^n m_{kj1}(t)$ ,  $\sum_{j=1}^n m_{kj2}(t)$ , ...,

$\sum_{j=1}^n m_{kjN}(t)$  – подача суми мас кожного викопаного ко-пачем коренеплоду з 1, 2, ...,  $N$ -го рядка за час  $t$ , кг;

$$\sum_{j=1}^n m_{kjN}(t) = m_{k1N}z_{1N}(t) + m_{k2N}z_{2N}(t) + \dots + m_{knN}z_{nN}(t),$$

де  $m_{11k}$ ,  $m_{12k}$ , ...,  $m_{1nk}$ ;  $m_{21k}$ ,  $m_{22k}$ , ...,  $m_{2nk}$ ;  $m_{N1k}$ ,  $m_{N2k}$ , ...,  $m_{Nnk}$  – маса 1, 2, ...,  $n$ -ої масової фракції коренеплоду цикорію, які викопуються з 1, 2, ...,  $N$ -го рядка, кг.

Для спрощення задачі та більш зручного практичного використання залежностей (5) під час проведення розрахунку та аналізу подачі коренеплодів  $\Pi_{uk}(t)$ , які залягають у навколоплідному ґрунтовому середовищі до їх викопування, виразимо суму мас  $\sum_{j=1}^n m_{kj}$  кожного викопаного копачем коренеплоду  $I$  (див. рис. 2), які розташовуються на довжині рядка  $L_J = J_M t$ , через урожайність коренеплодів  $U_{ki}$  кожного окремого 1, 2, ...,  $N$ -го рядка. При цьому:

$$\left\{ \begin{aligned} \sum_{j=1}^n m_{kj1}(t) &= 10^{-2} S_J U_{k1} = \\ &= 10^{-2} U_{k1} L_J b_k = 10^{-2} U_{k1} J_M t b_k; \\ \sum_{j=1}^n m_{kj2}(t) &= 10^{-2} S_J U_{k2} = \\ &= 10^{-2} U_{k2} L_J b_k = 10^{-2} U_{k2} J_M t b_k; \\ &\dots\dots\dots; \\ \sum_{j=1}^n m_{kjN}(t) &= 10^{-2} S_J U_{kN} = \\ &= 10^{-2} U_{kN} L_J b_k = 10^{-2} U_{kN} J_M t b_k \end{aligned} \right. \quad (6)$$



де  $U_{k1}, U_{k2}, \dots, U_{kN}$  – урожайність коренеплодів кожного окремого 1, 2, ...,  $N$ -го рядка, ц/га;  $S_J$  – площа ділянки поля, м<sup>2</sup>;  $L_J$  – довжина рядка, м;  $b_k$  – ширина міжряддя, м.

Для визначення подачі  $\Pi_{ik}(t)$  чистих коренеплодів з кожного окремого 1, 2, ...,  $N$ -го рядка за проміжок часу  $t$  за швидкості руху коренезбиральної машини  $J_M$  виконаємо заміну масового значення втрат коренеплодів  $\Pi_{rk1}(t)$ ,  $\Pi_{rk2}(t)$ , ...,  $\Pi_{rkN}(t)$  шляхом введення поправкового коефіцієнта втрат  $k_{ei}$  коренеплодів з кожного окремого  $i$ -го рядка (де  $i = 1, 2, \dots, N$ ) за проміжок часу  $t$ . Цей коефіцієнт  $k_{ei}$  характеризує відсоткове зменшення відповідної подачі коренеплодів відносно подачі  $\Pi_{ki}(t)$  під час процесу викопування, при цьому  $\Delta\Pi_{kki}(t) = \Pi_{ki}(t) \cdot k_{ei}$ , або

$$\Pi_{ki}^*(t) = \Pi_{ki}(t) - \Pi_{ki}(t)k_{ei} = \Pi_{ki}(t)(1 - k_{ei}), \quad (7)$$

де  $\Delta\Pi_{kki}(t)$  – значення втрат коренеплодів під час викопування, кг.

Тоді рівняння (6) з врахуванням (5), (7) матиме такий вигляд:

$$\begin{cases} \Pi_{uk1}^*(t) = 10^{-2}U_{k1}J_Mtb_k(1 - k_{e1}); \\ \Pi_{uk2}^*(t) = 10^{-2}U_{k2}J_Mtb_k(1 - k_{e2}); \\ \dots\dots\dots; \\ \Pi_{ukN}^*(t) = 10^{-2}U_{kN}J_Mtb_k(1 - k_{eN}) \end{cases}, \quad (8)$$

де  $k_{e1}, k_{e2}, \dots, k_{eN}$  – поправковий коефіцієнт втрат коренеплодів з кожного окремого 1, 2, ...,  $N$ -го рядка.

Аналогічно для  $\Pi_{rk1}(t)$ ,  $\Pi_{rk2}(t)$ , ...,  $\Pi_{rkN}(t)$  виконаємо заміну масового значення втрат коренеплодів  $\Pi_{nk}(t_n)$ , які виникають у процесі переміщення викопаних коренеплодів по робочих органах коренезбиральної машини до робочих органів очисної системи за час переміщення  $t_n$ , шляхом введення поправкового коефіцієнта втрат  $k_{ne}$ . Цей коефіцієнт  $k_{ne}$  характеризує відсоткове значення зменшення відповідної подачі коренеплодів відносно подачі  $\Pi_{ki}(t)$  під час переміщення викопаних коренеплодів до робочих органів очисної системи [8].

Тоді аналогічно запису (7) поправкового коефіцієнта  $k_{ei}$  можна записати, що

$$\Delta\Pi_{kni}(t) = \Pi_{ki}^*(t)k_{ne},$$

або

$$\Pi_{ki}^*(t) = \Pi_{ki}^*(t) - \Pi_{ki}^*(t)k_{ne} = \Pi_{ki}(t)(1 - k_{ne}), \quad (9)$$

де  $\Delta\Pi_{kni}(t)$  – значення втрат коренеплодів під час їх переміщення до робочих органів очисної системи, кг.

Тоді рівняння (9) можна записати таким чином:

$$\begin{cases} \Pi_{uk1}^*(t) = 10^{-2}U_{k1}k_{e1}k_{ne}J_Mtb_k; \\ \Pi_{uk2}^*(t) = 10^{-2}U_{k2}k_{e2}k_{ne}J_Mtb_k; \\ \dots\dots\dots; \\ \Pi_{ukN}^*(t) = 10^{-2}U_{kN}k_{eN}k_{ne}J_Mtb_k \end{cases}, \quad (10)$$

Таким чином, згідно з першим рівнянням (3) і рівняннями (4), (10), сумарна подача  $\sum_{i=1}^N \Pi_{ki}(t)$  чистих коренеплодів з  $N$  рядків за проміжок часу  $t$  до робочих органів очисної системи буде визначатися за формулою

$$\sum_{i=1}^N \Pi_{ki}^*(t) = 10^{-2} \left[ \begin{array}{l} U_{k1}(1 - k_{e1}) + \\ + U_{k2}(1 - k_{e2}) + \dots + \\ + U_{kN}(1 - k_{eN}) \end{array} \right] \times \quad (11)$$

$$\times J_Mtb_k(1 - k_{ne})$$

Якщо у правій частині рівняння (11) проміжок часу  $t$  прийняти рівним 1 секунді ( $t = 1$  с), отримаємо секундну подачу  $\Pi_k$  викопаних чистих коренеплодів з  $N$  рядків, які переміщуються до робочих органів очисної системи, або

$$\Pi_k = 10^{-2} \left[ \begin{array}{l} U_{k1}(1 - k_{e1}) + U_{k2}(1 - k_{e2}) + \dots + \\ + U_{kN}(1 - k_{eN}) \end{array} \right] \times \quad (12)$$

$$\times J_Mb_k(1 - k_{ne})$$

На першому етапі аналізу секундної подачі  $\Pi_k$  викопаних чистих коренеплодів з  $N$  рядків до робочих органів очисної системи розглянемо розв'язок спрощеної задачі, приймаючи такі припущення та спрощення:

– урожайність коренеплодів  $U_{ki}$  кожного окремого  $i$ -го рядка однакова та дорівнює середньому значенню  $U_{k.c}$ ;

– коефіцієнт втрат коренеплодів  $k_{ei}$  кожного окремого  $i$ -го рядка під час його викопування однаковий та дорівнює середньому значенню  $k_{c.e}$ .

Тоді згідно з (12) секундна подача  $\Pi_k$  викопаних чистих коренеплодів з  $N$  рядків до робочих органів очисної системи визначається за формулою

$$\Pi_k = 10^{-2}U_{k.c}NJ_Mb_k(1 - k_{c.e})(1 - k_{ne}). \quad (13)$$



Згідно з агротехнічними вимогами [9; 13] до механізованого процесу збирання коренеплодів цикорію, швидкість руху коренезбиральної машини  $J_M$  під час виконання технологічного процесу збирання коренеплодів цикорію повинна бути не меншою ніж 1,2...1,6 м/с, а втрати коренеплодів – не більшими ніж 2,5 %. Тоді максимальне значення добутку з виразу (13)  $(1-k_{c.v})(1-k_{n.v})$  або значення добутку коефіцієнтів втрат коренеплодів буде становити  $[(1-k_{c.v})(1-k_{n.v})] \leq [(1-0,025) = 0,975]$ .

Урожайність коренеплодів цикорію залежно від сорту та агротехніки його вирощування становить 150...350 ц/га [15]. Виразимо втрати коренеплодів, які виникають під час їх викопування та подальшого переміщення до робочих органів очисної системи, через введення загального поправкового коефіцієнта втрат коренеплодів  $k_{ek}$ . Тоді добуток виразу  $(1-k_{c.v})(1-k_{n.v})$  можна переписати у вигляді  $(1-k_{c.v})(1-k_{n.v}) = (1-k_{ek})$ .

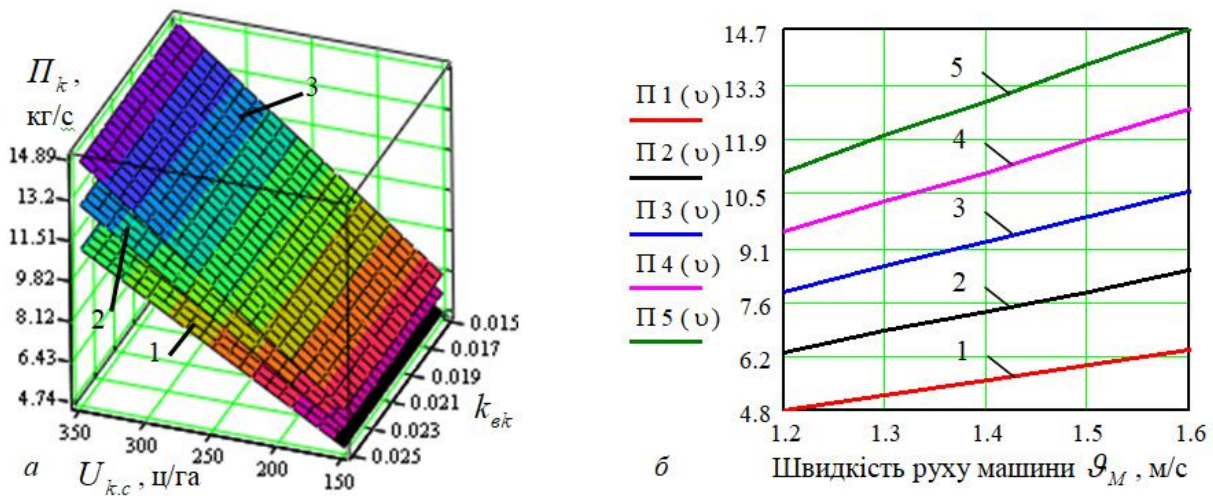
Таким чином, відповідно до (13), секундна подача  $\Pi_k$  викопаних чистих коренеплодів з  $N$  рядків до робочих органів очисної системи визначається за формулою

$$\Pi_k = 10^{-2} U_{k.c} N J_M b_k (1 - k_{ek}). \quad (14)$$

За початкових умов  $b_k = 0,45$  м,  $N = 6$  шт. і згідно з формулою (14) побудовано залежність зміни секундної подачі  $\Pi_k$  чистих коренеплодів до робочих органів очисної системи (рис. 5).

Домінуючим фактором, зміна якого значно впливає на зміну  $\Pi_k$  (див. рис. 5), є середня урожайність  $U_{k.c}$  коренеплодів цикорію – зі збільшенням  $U_{k.c}$  від 150 до 350 ц/га секундна подача чистих коренеплодів до робочих органів збільшується в середньому у 2,3...2,5 раза.

Зі збільшенням швидкості руху коренезбиральної машини  $J_M$  від 1,2 м/с до 1,6 м/с секундна подача  $\Pi_k$  чистих коренеплодів до робочих органів очисної системи збільшується в середньому на 4,5...5,5 кг/с (рис. 6).



**Рис. 5.** Залежність зміни секундної подачі чистих коренеплодів як функція:

$a - \Pi_k = f_{II}(U_{k.c}; k_{ek})$ , де 1 –  $J_M = 1,2$  м/с, 2 –  $J_M = 1,4$  м/с, 3 –  $J_M = 1,6$  м/с;

$b - \Pi_k = f_{II}(J_M)$ , де 1 –  $U_{ki} = 15$  т/га, 2 –  $U_{ki} = 20$  т/га, 3 –  $U_{ki} = 25$  т/га, 4 –  $U_{ki} = 30$  т/га,

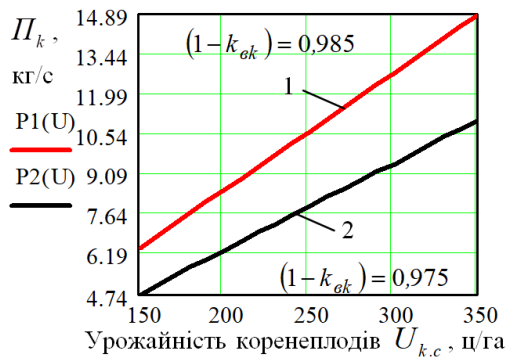
5 –  $U_{ki} = 35$  т/га

**Fig. 5.** Dependence of the change of the second serving of pure root crops as a function:

$a - \Pi_k = f_{II}(U_{k.c}; k_{ek})$ , where 1 –  $J_M = 1,2$  m/s, 2 –  $J_M = 1,4$  m/s, 3 –  $J_M = 1,6$  m/s;

$b - \Pi_k = f_{II}(J_M)$ , where 1 –  $U_{ki} = 15$  t/ha, 2 –  $U_{ki} = 20$  t/ha, 3 –  $U_{ki} = 25$  t/ha,

4 –  $U_{ki} = 30$  t/ha, 5 –  $U_{ki} = 35$  t/ha



**Рис. 6.** Залежність зміни секундної подачі чистих коренеплодів як функція  $\Pi_k = f_{\Pi}(U_{k.c})$ :

$$1 - J_M = 1,6 \text{ м/с}; 2 - J_M = 1,2 \text{ м/с}$$

**Fig. 6.** Dependence of the change of the second serving of pure root crops as a function  $\Pi_k = f_{\Pi}(U_{k.c})$ :

$$1 - J_M = 1,6 \text{ m/s}; 2 - J_M = 1,2 \text{ m/s}$$

На основі графічних побудов (див. рис. 5–7) встановлено, що залежно від зміни коефіцієнта втрат коренеплодів  $k_{ek}$  у межах від 0,015 до 0,025 секундна подача чистих коренеплодів  $\Pi_k$  змінюється незначно: зменшення  $\Pi_k$  складає в середньому від 0,05 до 0,15 кг/с.

Але в реальних агротехнологічних умовах збирання коренеплодів цикорію урожайність коренеплодів на різних ділянках поля або навіть у суміжних рядках в період фізіологічної стиглості має значні коливання, що суттєво впливає на зміну

секундної подачі  $\Pi_k$  чистих коренеплодів до робочих органів очисної системи вороху коренеплодів [15; 20].

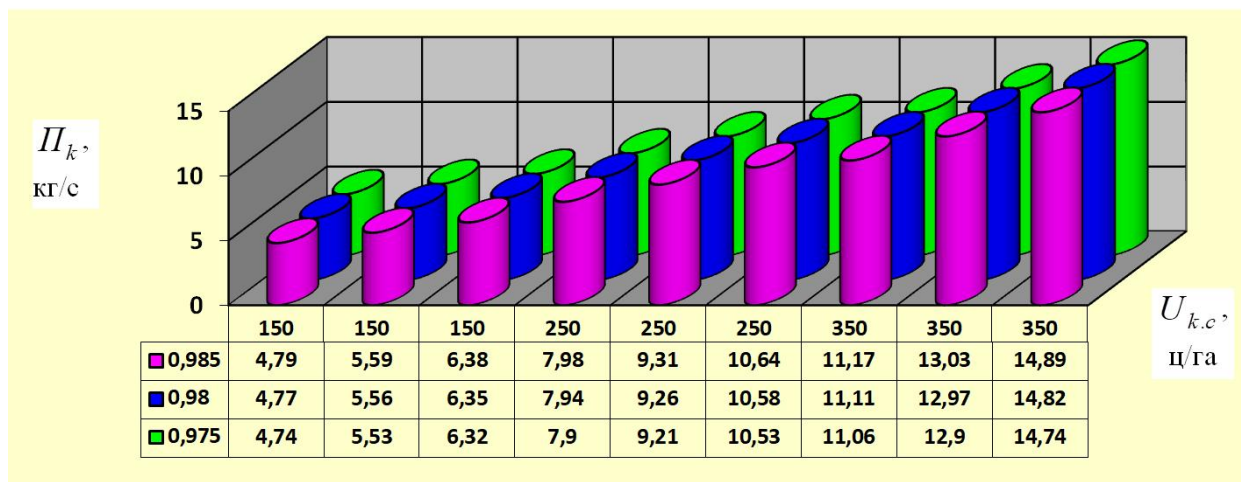
Для цього приймаємо такі припущення:

- урожайність  $U_{ki}$  коренеплодів цикорію кожного окремого  $i$ -го рядка (де  $i = 1, 2, \dots, N$ ) рядка неоднакова, тобто урожайність має певні коливання в бік збільшення або зменшення від середнього значення  $U_{ki.c}$  кожного окремого  $i$ -го рядка;

- мінливість зміни значення урожайності коренеплодів  $U_{ki.c}$  позначимо  $(\pm \Delta U_{ki})$ , де вираз  $(+\Delta U_{ki})$  означає збільшення середньої урожайності  $U_{ki.c}$  кожного окремого  $i$ -го рядка коренеплодів цикорію, а вираз  $(-\Delta U_{ki})$  – зменшення середньої урожайності  $U_{ki.c}$ .

Тоді з врахуванням рівняння (11) та втрат коренеплодів під час їх викопування й переміщення до робочих органів очисної системи за проміжок часу  $t$  можна записати, що теоретична сумарна подача  $\sum_{i=1}^N \Pi_{ki}^{\pm}(t)$  чистих коренеплодів до робочих органів очисної системи гвинтового конвеєра з  $N$  рядків визначається за формулою

$$\sum_{i=1}^N \Pi_{ki}^{\pm}(t) = 10^{-2} \left[ \begin{aligned} &(U_{k1} \pm \Delta U_{k1})(1 - k_{e1}) + \\ &+(U_{k2} \pm \Delta U_{k2})(1 - k_{e2}) + \\ &+ \dots + (U_{kN} \pm \Delta U_{kN})(1 - k_{eN}) \end{aligned} \right] \times J_M t b_k (1 - k_{ne}) \quad (15)$$



**Рис. 7.** Діаграма зміни секундної подачі  $\Pi_k$  чистих коренеплодів

**Fig. 7.** Chart of change of second supply  $\Pi_k$  of clean root vegetables

Для зручності практичного застосування отриманої залежності (15) формалізуємо технологічний процес збирання коренеплодів. Приймаємо припущення, що:

- середня урожайність  $U_{ki}$  коренеплодів цикорію 1-го, 2-го, ...,  $N$ -го рядка однакова й дорівнює  $U_k$ ;
- інтервал зміни урожайності різних рядків рівнозначний і дорівнює  $\pm\Delta U_k$ ;
- коефіцієнт втрат коренеплодів  $k_{is}$  кожного окремого рядка під час його викопування однаковий та дорівнює середньому значенню  $k_{c.в}$ ;
- добуток виразу  $(1-k_{c.в})(1-k_{не})$  дорівнює  $(1-k_{c.в})(1-k_{не}) = (1-k_{ек})$ .

Тоді реальна сумарна теоретична подача  $\sum_{i=1}^N \Pi_{ki}^{\pm*}(t)$  чистих коренеплодів цикорію з 1-го, 2-го, ...,  $N$ -го рядка за проміжок часу  $t$  до робочих органів очисної системи з врахуванням (15) становитиме

$$\sum_{i=1}^N \Pi_{ki}^{\pm*}(t) = 10^{-2} (U_k \pm \Delta U_k) J_M t b_k N (1 - k_{ек}). \quad (16)$$

Згідно з (14) реальна сумарна теоретична секундна подача  $\Pi_k^{\pm}$  чистих коренеплодів цикорію визначається за формулою

$$\Pi_k^{\pm} = 10^{-2} (U_k \pm \Delta U_k) N J_M b_k (1 - k_{ек}). \quad (17)$$

Наведені графічні залежності  $\Pi_k^{\pm} = f_{II}(U_k; \pm\Delta U_k)$  (рис. 8), які побудовано згідно з отриманою формулою (17), характеризують максимально та мінімально можливі межі зміни теоретичних значень секундної подачі  $\Pi_k^{\pm}$  чистих коренеплодів до робочих органів очисної системи за прийнятих значень відповідно: максимальної швидкості руху коренезбиральної машини  $J_M = 1,6$  м/с і мінімального коефіцієнта втрат коренеплодів  $k_{ек} = 0,15$ ; мінімальної швидкості руху машини  $J_M = 1,2$  м/с і максимального коефіцієнта  $k_{ек} = 0,025$  втрат коренеплодів.

Відповідно за зміни урожайності  $U_k$  коренеплодів цикорію від 150 до 350 ц/га та інтервалу зміни урожайності ( $\pm\Delta U_k$ ) коренеплодів встановлено (див. рис. 8 – 10), що:

- за швидкості руху  $J_M = 1,6$  м/с, коефіцієнта  $k_{ек} = 0,015$  втрат коренеплодів і діапазону зміни інтервалу при збільшенні урожайності ( $+\Delta U_k$ ) коренеплодів максимальне теоретичне значення секундної подачі  $\Pi_k^+$  чистих коренеплодів до робочих органів очисника знаходиться в межах від 7,9 до 16,1 кг/с, а за  $J_M = 1,2$  м/с – у межах від 5,1 до 11,1 кг/с;

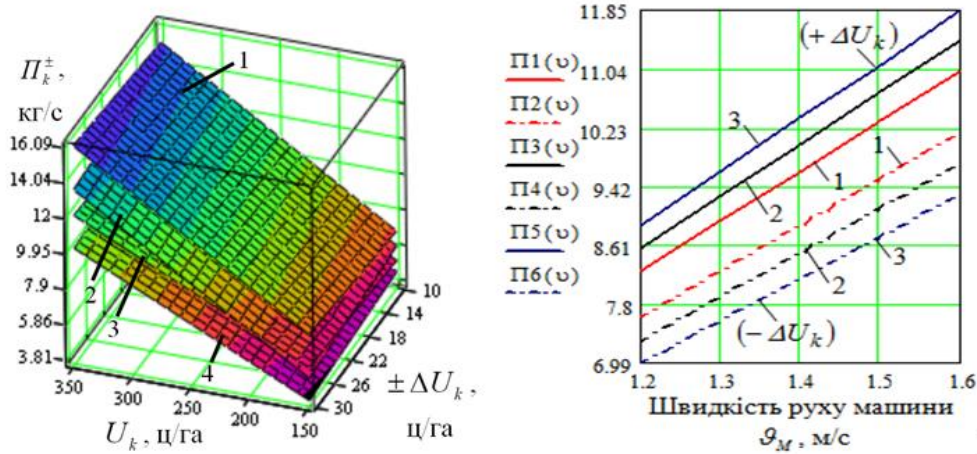


Рис. 8. Залежність зміни  $\Pi_k^{\pm}$  як функція:

- a –  $\Pi_k^{\pm} = f_{II}(U_k; \pm\Delta U_k)$ : 1, 3 –  $\Pi_k^{\pm} = f_{II}(U_k; +\Delta U_k)$ ,  $k_{ек} = 0,015$ ;
- 2, 4 –  $\Pi_k^{\pm} = f_{II}(U_k; -\Delta U_k)$ ,  $k_{ек} = 0,025$ ; 1, 2 –  $J_M = 1,6$  м/с; 3, 4 –  $J_M = 1,2$  м/с;
- б –  $\Pi_k^{\pm} = f_{II}(J_M)$ ; 1, 2, 3 –  $\pm 1, 2, 3$  т/га

Fig. 8. Dependence of the change  $\Pi_k^{\pm}$  as a function:

- a –  $\Pi_k^{\pm} = f_{II}(U_k; \pm\Delta U_k)$ : 1, 3 –  $\Pi_k^{\pm} = f_{II}(U_k; +\Delta U_k)$ ,  $k_{ек} = 0,015$ ;
- 2, 4 –  $\Pi_k^{\pm} = f_{II}(U_k; -\Delta U_k)$ ,  $k_{ек} = 0,025$ ; 1, 2 –  $J_M = 1,6$  m/s; 3, 4 –  $J_M = 1,2$  m/s;
- б –  $\Pi_k^{\pm} = f_{II}(J_M)$ ; 1, 2, 3 –  $\pm 1, 2, 3$  t/ha

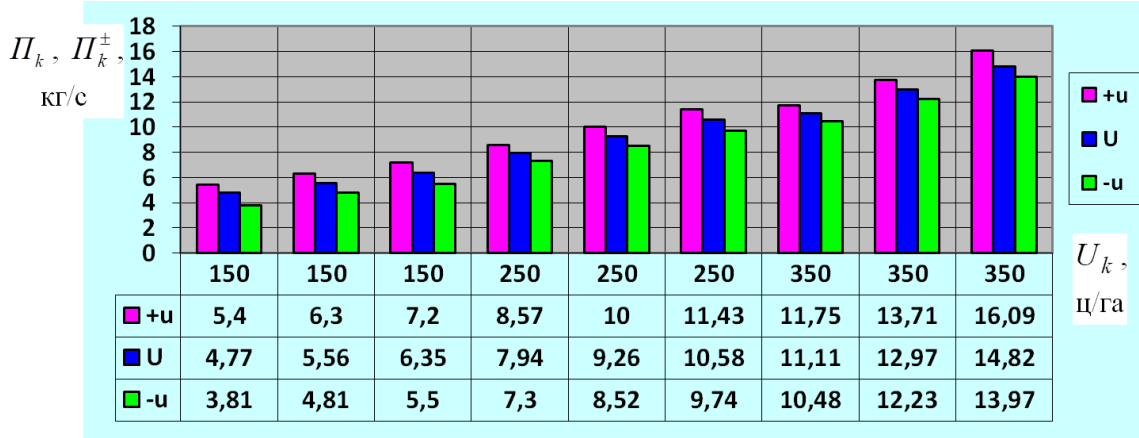


Рис. 9. Діаграма зміни секундної подачі  $P_k$  і  $P_k^\pm$  чистих коренеплодів до робочих органів очисника

Fig. 9. Chart of change of second supply  $P_k$  and  $P_k^\pm$  of pure root crops to the purifier

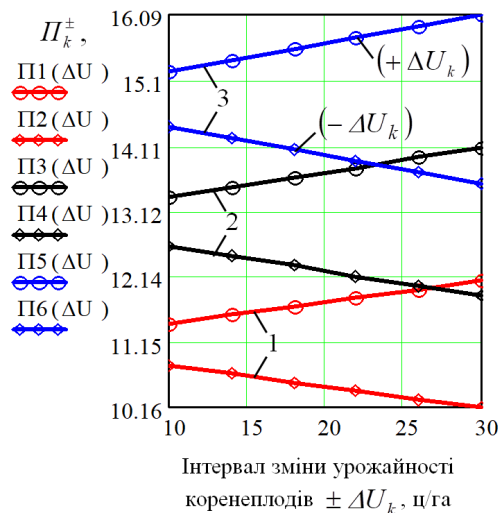


Рис. 10. Залежність зміни секундної подачі  $P_k^\pm$  чистих коренеплодів як функція  $P_k^\pm = f_{II}(\pm\Delta U_k)$ ,

$U_k = 35$  т/га: 1, 2, 3 –  $J_M = 1,2; 1,4; 1,6$  м/с

Fig. 10. Dependence of the change of the second serving  $P_k^\pm$  of pure root crops as a function  $P_k^\pm = f_{II}(\pm\Delta U_k)$ ,

$U_k = 35$  т/га: 1, 2, 3 –  $J_M = 1,2; 1,4; 1,6$  м/с

– за швидкості руху  $J_M = 1,6$  м/с, коефіцієнта  $k_{ek} = 0,025$  втрат коренеплодів і діапазону зміни інтервалу при зменшенні урожайності  $(-\Delta U_k)$  коренеплодів мінімальне теоретичне значення секундної подачі  $P_k^-$  чистих коренеплодів до робочих органів очисника знаходиться в межах від 5,1 до 13,5 кг/с, а за  $J_M = 1,2$  м/с – у межах від 3,8 до 10,2 кг/с.

**Висновки.** Встановлені аналітично межі

зміни секундної подачі  $P_k^+$  чистих коренеплодів до робочих органів очисної системи є початковими вихідними умовами для подальшого теоретичного обґрунтування конструктивно-кінематичних параметрів робочих органів очисної системи, наприклад на основі аналізу необхідної розрахункової продуктивності роботи очисної системи тощо.

Встановлено, що за урожайності  $U_k = 350$  ц/га коренеплодів цикорію та діапазону зміни інтервалу урожайності  $\pm\Delta U_k = 10...30$  ц/га та середнього значення коефіцієнта  $k_{ek} = 0,02$  втрат коренеплодів секундна подача  $P_k^\pm$  чистих коренеплодів до робочих органів очисної системи знаходиться в таких межах: за швидкості руху  $J_M = 1,2$  м/с – від 10,2 до 12,1 кг/с; за швидкості руху  $J_M = 1,4$  м/с – від 12,9 до 14,1 кг/с; за швидкості руху  $J_M = 1,6$  м/с – від 13,5 до 16,1 кг/с.

Середнє значення приросту (збільшення) або спадання (зменшення) секундної подачі  $P_k^+$  чистих коренеплодів до робочих органів очисної системи за врожайності  $U_k = 150...350$  ц/га коренеплодів і діапазону зміни інтервалу врожайності  $\pm\Delta U_k = 10...30$  ц/га та мінімального значення коефіцієнта  $k_{ek} = 0,15$  втрат коренеплодів дорівнює відповідно: 1,3 кг/с – за швидкості руху коренезбиральної машини  $J = 1,2$  м/с; 1,5 кг/с – за  $J = 1,4$  м/с; 1,8 кг/с – за  $J = 1,6$  м/с.



**Бібліографічний список**

1. Аванесов Ю. Б., Бессарабов В. И., Русаков И. И. Свеклоуборочные машины. Москва, 1979. 351 с.
2. Адамчук В. В., Булгаков В. М., Іванишин В. В. Про розробку і створення в Україні сільськогосподарських машин сучасного рівня. *Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: Технічні науки.* 2012. Вип. 11, т. 2 (66). С. 8–14.
3. Барановський В. М., Паньків М. Р. Конструктивно-технологічні принципи адаптованого застосування коренезбиральних машин. *Збірник наукових праць Міжнародної науково-практичної конференції «Динаміка, міцність і надійність сільськогосподарських машин».* Тернопіль: ТДТУ, 2004. С. 192–198.
4. Барановський В. М. Конструктивно-технологічні принципи застосування адаптивного викопувального робочого органу коренезбиральної машини. *Науковий вісник Національного аграрного університету.* 2004. Вип. 73, ч. 1. С. 249–255.
5. Барановський В. М. Основні етапи та сучасні тенденції розвитку коренезбиральних машин. *Вісник Тернопільського державного технічного університету.* 2006. Т. 11, № 2. С. 67–75.
6. Барановський В. М. Результати теоретично-експериментальних досліджень секундної подачі вороху коренеплодів. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства. Технічні науки.* Вип. 75: *Механізація сільськогосподарського виробництва.* 2008. Вип. 75, т. 1. С. 111–120.
7. Барановський В. М., Дубчак Н. А., Онищенко В. Б., Паньків М. Р. Математичні моделі маси налиплилого ґрунту на коренеплодах кормових буряків. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження.* 2008. № 12 (2). С. 314–326.
8. Барановський В. М., Паньків М. Р., Теслюк В. В., Онищенко В. Б. Результати експериментальних досліджень коефіцієнта проходження коренеплодів. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження.* 2017. № 21. С. 58–69.
9. Булгаков В. М., Черновол М. И., Сви́рень Н. А. Теория свеклоуборочных машин: монография. Кировоград: КОД, 2009. 256 с.
10. Герасимчук Г. А., Барановський В. М. Критерії оцінки технологічної ефективності процесу викопування коренеплодів. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження.* 2009. № 14. С. 163–168.
11. Гуков Я. С., Барановський В. М. Моделювання маси налиплилого ґрунту на поверхні просторового тіла. *Сільськогосподарські машини.* 2007. Вип. 16. С. 52–62.
12. Дубровин В., Голуб Г., Теслюк В., Барановський В. Идентификация процесса разработки адаптированной корнеуборочной машины. *Motrol. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture.* 2013. Vol. 15, № 3. P. 243–255.
13. Погорельый Л. В., Татьяна М. В. Свеклоуборочные машины: история, конструкция, теория, прогноз. Киев: Феникс, 2004. 232 с.
14. Рамш В. Ю., Барановський В. М. Оптимізаційні математичні моделі процесу викопування вороху коренеплодів пасивним сферичним диском. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження.* 2008. № 12(2). С. 337–349.
15. Скальський А. Ю., Потапенко Н. В., Барановський В. Н. Агробиологические и физико-механические характеристики цикория корневого. *Механизация и электрификация сельского хозяйства.* Минск: РУП Научно-практический центр Национальной академии наук Беларуси по механизации сельского хозяйства, 2016. Вип. 50, т. 1. С. 158–162.
16. Сучасні тенденції розвитку конструкції сільськогосподарських машин / під ред. В. І. Кравчука, М. І. Грицишина, С. М. Коваля. Київ: Аграрна наука, 2004. 353 с.
17. Baranovsky V. M., Herasymchuk N. A., Herasymchuk O. O., Pastushenko A. S. Analytical research results of the combined root digger. *INMATEH – Agricultural Engineering.* 2018. Vol. 54, No. 1. P. 63–72.
18. Baranovsky V. M., Pankiv M. R., Teslyuk V. V. Investigation of the structural model of adapted machine for harvesting root crops. *Innovative solutions in modern science.* Dubai: Center for international cooperation TK Meganom, LLC, 2016. No. 8 (8). P. 70–80.
19. Baranovsky V. M., Skalsky O. Ju. The analysis of constructive-technological aspects the function of root crops diggers. *Scientific journal. Innovative solutions in modern science.* 2016. No. 1(1). P. 146–154.
20. Baranovsky V., Dubchak N., Pankiv M. Experimental research of stripping the leaves from root crops. *Acta Technologica Agriculturae* 3. Nitra: Slovaca Universitas Agriculturae Nitriae, 2017. Vol. 20, is. 3 (Sep. 2017). P. 69–73.
21. Baranovsky V. M., Potapenko M. V. Theoretical analysis of the technological feed of lifter root crops. *INMATEH – Agricultural Engineering.* 2017. Vol. 51, No. 1. P. 29–38.
22. Baranovsky V. M., Berezhenko E. B. Technology of harvesting of root crops. *Наукові нотатки.* 2017. № 60. С. 50–55.
23. Baranovsky V., Skalskyi O. Drinking of chicory root crops by a combined digger. *Вісник Тернопільського національного технічного університету.* 2018. № 2 (90). С. 115–123.
24. Baranovsky V. M., Skalsky O. Yu., Pankiv M. R., Pastushenko A. S. Chicory root crops combined harvester. *INMATEH – Agricultural Engineering.* 2017. Vol. 53, No. 3. P. 41–50.
25. Storozhuk I. M., Pankiv V. R. Research results of harvesting haulm remnants of root crops. *INMATEH – Agricultural Engineering.* 2016. Vol. 46, No. 2. P. 101–108.

Олійник Є., Войтюк В.

### АНАЛІЗ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ ПОДАЧІ КОМПОНЕНТІВ ВОРОХУ КОРЕНЕПЛОДІВ ЦИКОРІЮ ДО ОЧИСНИКА

Цінність коренеплодів цикорію визначається вмістом у них різновидів корисних для організму та рідкісних у натуральних продуктах кислот, вітамінів. Гичка коренеплодів є одним із джерел повернення поживних речовин після її розкидання на зібране поле та загортання в ґрунт, а коренеплоди – це екологічно чисті продуктивні відновлювані джерела енергії для виробництва біоетанолу.

Технологічний процес роботи вдосконаленого очисника вороху коренеплодів цикорію передусім регламентується та значною мірою залежить від технологічної подачі складових компонентів викопаного вороху до робочих органів очисника. Складовими компонентами технологічної подачі викопаного вороху є технологічна подача до робочих органів очисника викопаних коренеплодів і домішок. Домішки вороху можуть бути ґрунтового та рослинного походження, які також можуть перебувати у вільному та «зв'язаному» станах відносно чистих коренеплодів.

Для обґрунтування параметрів робочих органів очисника на стадії його конструктивної розробки та проектування проаналізовано та визначено можливі межі зміни технологічної подачі складових компонентів вороху до робочих органів очисника. На основі аналізу процесів збирання гички та викопування коренеплодів отримано аналітичні функціональні закономірності, які характеризують зміну загальної подачі компонентів викопаного вороху та секундну подачу чистих коренеплодів до очисника залежно від параметрів насаджень коренеплодів і умов роботи коренезбиральної машини.

Встановлені аналітично межі зміни секундної подачі чистих коренеплодів до робочих органів очисної системи забезпечують розвиток методології розроблення та вдосконалення очисних систем коренезбиральних машин і є початковими вихідними умовами для подальшого теоретичного обґрунтування конструктивно-кінематичних параметрів робочих органів очисника, наприклад, на основі аналізу його необхідної розрахункової продуктивності тощо.

**Ключові слова:** копач, викопування, домішки, вільний ґрунт, гичка, урожайність, інтервал зміни врожайності.

Oliyuk Ye., Voytyuk V.

### ANALYSIS OF TECHNOLOGICAL SUPPLY OF POWDER COMPONENTS CORRESPONDERS OF CYCORIA TO THE OWNER

The production of chicory root products was the traditional and leading branch of the agro-industrial complex of Ukraine. Root chicory is used in the pharmaceutical, coffee, alcohol and confectionery industries. The production of two refineries in Ukraine, loaded at 15 ... 25% of production capacity, is exported to France, Belgium, Hungary, the Russian Federation, the Republic of Belarus, the USA and other countries. The main reasons for reducing the production of chicory root crops are the inadequacy of techniques for harvesting and non-compliance of quality performance indicators with established requirements. One of the reserves for improving the quality of cleaning chicory root crops is the intensification of the technological process of separating the components of impurities from the root crops through the use of advanced treatment systems with a combined working organ, which implement an additional dynamic effect of simultaneous interaction of the cleansing elements with the components of impurities and root crops. The aim of the work is to increase the efficiency of separation of impurities from root chicory by improving the design and the choice of rational parameters of a cleaner with a combined working organ. The limits of the technological supply of the constituent components of the seed of root crops (pure root crops, soil and plant admixtures) to the working organs of the cleaner with the combined working body have been analyzed and determined. On the basis of the analysis of the processes for harvesting the hips and digging the chicory root crops, theoretical functional dependences were described that describe the change in the total supply of the components of the dug husk and the second supply of pure root crops to the purifier depending on the parameters of the root crops and the conditions of the machine for harvesting the root crops.

The established limits of the change of the second supply of pure root crops to the working organs of the purification system are a further step in the development of a methodology for improving the working organs of the treatment systems of root caverns. The received data of the input of the components of the heap is the initial conditions for further theoretical substantiation of the structural and kinematic parameters of the working bodies of the cleaner, for example, on the basis of analysis of its required calculated productivity of work, etc.

**Key words:** digger, digging, impurities, free soil, husk, yield, interval of crop variation.

*Стаття надійшла 30.11.2018*



## ТЕХНОЛОГІЧНІ АСПЕКТИ РОЗРОБКИ МОДУЛІВ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ СИСТЕМ КОРЕНЕЗБИРАЛЬНИХ МАШИН

Марія Паньків, к. т. н., Микола Підгурський, к. т. н., Віктор Барановський, д. т. н.

*Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя,*

*вул. Руська, 56, м. Тернопіль, Україна,*

*e-mail: baranovskyvm@ukr.net*

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2018.01.065>

**Постановка проблеми.** Сучасною ознакою загальної тенденції процесу збирання коренеплодів [2; 18] є масштабне застосування однофазних самохідних бункерних комбайнів, які побудовані за модульною схемою та поєднують послідовні фази збирання (зрізування гички, обрізування залишків гички з головок коренеплодів, викопування коренеплодів, очищення викопаного вороху коренеплодів від домішок, вивантаження коренеплодів) в одну послідовну технологічну операцію, тобто реалізують принцип однофазного збирання коренеплодів.

При цьому, незважаючи на доволі складні багатовузлові модулі транспортно-технологічних систем (МТТС) машин для збирання коренеплодів, робочі органи модуля викопування коренеплодів (МВК) подають із викопаними коренеплодами на наступні робочі органи модуля очищення коренеплодів (МОК) коренезбиральної машини (КМ) значну масову кількість ґрунтових домішок (до 10...15 т з 1 га) [3]. Як наслідок – навіть після очищення енергоємними робочими органами МОК з полів вивозиться кількість родючого ґрунту, яка еквівалентна 10...15 см орного шару на площі збирання, рівній 100 га [19], незважаючи на те, що загальна протяжність (технологічна довжина) очисних поверхонь МОК сягає 8...10 м і більше [15].

Проблема підвищення агротехнологічного рівня однофазних машин для збирання коренеплодів, основними критеріями оцінки яких є показники якості викопування та відокремлення домішок від коренеплодів, залишається особливо актуальною в контексті подальшого вдосконалення коренезбиральної техніки, розвиток і виробництво якої в Україні останніми роками практично припинили [1].

В основу вирішення науково-технічної проблеми підвищення агротехнологічних показників якості роботи КМ у складних умовах збирання покладено гіпотезу значного покращання процесу викопування та очищення викопаного

вороху коренеплодів за рахунок інтенсифікації технологічного процесу відокремлення ґрунтових і рослинних домішок від коренеплодів робочими органами МТТС, які побудовано на основі розроблення та обґрунтування параметрів і загальних конструктивно-технологічних принципів та аспектів їх функціонування.

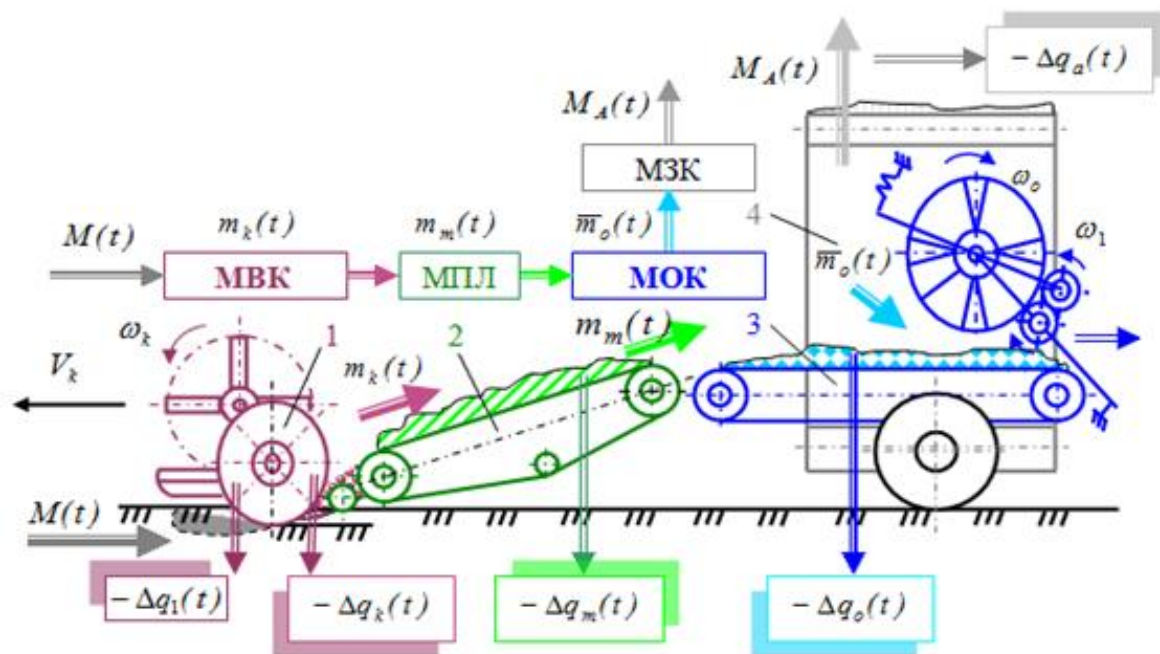
### Аналіз останніх досліджень і публікацій.

Розроблення наукової концепції та алгоритму побудови МТТС сільськогосподарських машин частково ґрунтується на методах і принципах, які викладено, зокрема, у наукових працях [1; 4; 5; 8; 10; 11; 17]. В основу розробки покладено загальні положення, які характеризують і описують сутність базисних статичних і кінематично-динамічних елементів побудови та функціонування технологічних процесів збирання сільськогосподарських культур, зокрема й коренеплодів – викопування та очищення коренеплодів від домішок, вплив на ці процеси конструкції і параметрів робочих органів МТТС КМ, розмірно-масових характеристик і просторових форм коренеплодів, їх агробіологічних умов розташування в ґрунтово-коренеплідному середовищі тощо.

У праці [6] для ефективного забезпечення збирання коренеплодів розроблено конструктивно-функціональну схему КМ (рис. 1), яку побудовано за блочно-модульним принципом послідовного розташування робочих органів, що утворюють МТТС. Схема складається з послідовно розташованих блоків ТТС: МВК 1, модуля проміжної ланки (МПЛ) 2, МОК 3, модуля завантаження коренеплодів (МЗК) 4. Функціональна схема інтенсифікації процесу відокремлення домішок від коренеплодів робочими органами МТТС передбачає три основні стадії та один завершальний етап очищення викопаного вороху коренеплодів від домішок: стадія інтенсифікації очищення вороху коренеплодів від домішок (відокремлення залишків гички та часткове відокремлення вільних домішок)

у процесі його викопування робочими органами МВК 1; відокремлення дрібних вільних домішок (вільного ґрунту та гички) у процесі їх переміщення з'єднувальною ланкою МПЛ 2, яка розташована між МВК 1 і МОК 3; стадія інтенсифікації процесу

відокремлення домішок від коренеплодів під час його очищення робочими органами МОК; завершальний етап відокремлення вільних домішок під час завантаження коренеплодів робочими органами МЗК 4.



**Рис. 1.** Конструктивно-функціональна схема коренезбиральної машини:  
 1 – модуль викопування коренеплодів; 2 – модуль проміжної ланки;  
 3 – модуль очищення коренеплодів; 4 – модуль завантаження коренеплодів  
**Fig. 1.** Structural-functional scheme of the root-carving machine:  
 1 – module of excavation of root crops; 2 – intermediate module;  
 3 – module for cleaning root crops; 4 – root loading module

Для розробки детермінованої математичної моделі, яка характеризує динамічну інтенсифікацію процесу відокремлення домішок від коренеплодів робочими органами МТТС, було змодельовано функціональний процес роботи КМ загалом у вигляді динамічної технічної системи.

На основі застосування теоретичних аспектів зміни потоку технологічної маси вороху коренеплодів під час руху його компонентів впродовж часу  $t$ , який описується рівнянням матеріального балансу (див. рис. 1), було отримано лінійні диференціальні рівняння, що характеризують функціональну залежність зміни динамічної інтенсифікації технологічного процесу відокремлення компонентів потоку вороху коренеплодів залежно від конструктивно-кінематичних параметрів робочих органів МТТС і КМ загалом, ґрунтово-кліматичних умов роботи та агробіологічних характеристик і фізико-механічних властивостей коренеплодів:

$$\begin{aligned}
 & a_1^{(k)} \frac{d[\Delta q_1(t)]}{dt} + a_0^{(k)} \frac{d[\Delta q_k(t)]}{dt} = \\
 & = a_1^{(k)} \frac{d[\Delta q_1(t)]}{dt} + a_{1r}^{(k)} \frac{d[\Delta q_{1rk}(t)]}{dt} + \\
 & + a_{2r}^{(k)} \frac{d[\Delta q_{2rk}(t)]}{dt} + a_{3r}^{(k)} \frac{d[\Delta q_{3rk}(t)]}{dt} + ; \quad (1) \\
 & + a_{1p}^{(k)} \frac{d[\Delta q_{1pk}(t)]}{dt} + a_{2p}^{(k)} \frac{d[\Delta q_{2pk}(t)]}{dt} = \\
 & = b_0 M(t - t_k) - c_0^{(k)} m_k(t) \\
 & a_0^{(m)} \frac{d[\Delta q_m(t)]}{dt} = a_{1r}^{(m)} \frac{d[\Delta q_{1rm}(t)]}{dt} + ; \quad (2) \\
 & + a_{1p}^{(m)} \frac{d[\Delta q_{1pm}(t)]}{dt} = b_0^{(m)} m_k(t - t_m) - c_0^{(m)} m_m(t) \\
 & a_0^{(o)} \frac{d[\Delta q_o(t)]}{dt} = a_{1r}^{(o)} \frac{d[\Delta q_{1ro}(t)]}{dt} + \\
 & + a_{2r}^{(o)} \frac{d[\Delta q_{2ro}(t)]}{dt} + a_{3r}^{(o)} \frac{d[\Delta q_{3ro}(t)]}{dt} +
 \end{aligned}$$

$$+a_{1p}^{(o)} \frac{d[\Delta q_{1po}(t)]}{dt} + a_{2p}^{(o)} \frac{d[\Delta q_{2po}(t)]}{dt} = ; \quad (3)$$

$$= b_0^{(m)} m_m(t - t_o) - c_0^{(o)} m_o(t)$$

$$a_0^{(a)} \frac{d[\Delta q_a(t)]}{dt} = a_{1r}^{(a)} \frac{d[\Delta q_{1ro}(t)]}{dt} +$$

$$+ a_{1p}^{(a)} \frac{d[\Delta q_{1po}(t)]}{dt} = b_0^{(o)} m_o(t - t_a) - c_0^{(a)} M_A(t) \quad , \quad (4)$$

$$a_1^{(k)} \frac{d[\Delta q_1(t)]}{dt} + a_0^{(m)} \frac{d[\Delta q_M(t)]}{dt} =$$

$$= a_1^{(k)} \frac{d[\Delta q_1(t)]}{dt} + a_{1r}^{(k)} \frac{d[\Delta q_{1rk}(t)]}{dt} +$$

$$+ a_{2r}^{(k)} \frac{d[\Delta q_{2rk}(t)]}{dt} + a_{3r}^{(k)} \frac{d[\Delta q_{3rk}(t)]}{dt} +$$

$$+ a_{1p}^{(k)} \frac{d[\Delta q_{1pk}(t)]}{dt} + a_{2p}^{(k)} \frac{d[\Delta q_{2pk}(t)]}{dt} +$$

$$+ a_{1r}^{(m)} \frac{d[\Delta q_{1rc}(t)]}{dt} + a_{1p}^{(m)} \frac{d[\Delta q_{1pc}(t)]}{dt} +$$

$$+ a_{1r}^{(o)} \frac{d[\Delta q_{1ro}(t)]}{dt} + a_{2r}^{(o)} \frac{d[\Delta q_{2ro}(t)]}{dt} +$$

$$+ a_{3r}^{(o)} \frac{d[\Delta q_{3ro}(t)]}{dt} + a_{1r}^{(o)} \frac{d[\Delta q_{1po}(t)]}{dt} +$$

$$+ a_{2p}^{(o)} \frac{d[\Delta q_{2po}(t)]}{dt} + a_{1r}^{(a)} \frac{d[\Delta q_{1ra}(t)]}{dt} +$$

$$+ a_{1p}^{(a)} \frac{d[\Delta q_{1pa}(t)]}{dt} = b_0 M(t - t_k) - c_0^{(k)} m_k(t) +$$

$$+ b_0^{(k)} m_k(t - t_m) - c_0^{(m)} m_m(t) + b_0^{(m)} m_m(t - t_o) -$$

$$- c_0^{(o)} m_o(t) + b_0^{(o)} m_o(t - t_a) - c_0^{(a)} M_A(t) \quad , \quad (5)$$

де  $a_1^{(k)}$ ,  $a_0^{(k)}$ ,  $a_0^{(m)}$ ,  $a_0^{(o)}$ ,  $a_0^{(a)}$ ,  $b_0$ ,  $b_0^{(k)}$ ,  $b_0^{(m)}$ ,  $b_0^{(o)}$ ,  $c_0^{(k)}$ ,  $c_0^{(m)}$ ,  $c_0^{(o)}$ ,  $c_0^{(a)}$ ;  $a_{1r}^{(k)}$ ,  $a_{2r}^{(k)}$ ,  $a_{3r}^{(k)}$ ,  $a_{1p}^{(k)}$ ,  $a_{2p}^{(k)}$ ;  $a_{1r}^{(m)}$ ,  $a_{1r}^{(o)}$ ,  $a_{2r}^{(o)}$ ,  $a_{3r}^{(o)}$ ,  $a_{1p}^{(o)}$ ,  $a_{2p}^{(o)}$ ;  $a_{1r}^{(a)}$ ,  $a_{1p}^{(a)}$  – змінні коефіцієнти функції параметрів робочих органів КМ: МВК, МПЛ, МОК, МЗК, фізико-механічних властивостей ґрунту, урожайності коренеплодів тощо, які визначаються експериментально;  $m_k(t)$ ,  $m_m(t)$ ,  $m_o(t)$ ,  $M(t)$  – вхідна маса потоку вороху коренеплодів, яка пов'язана з часом  $t$  і шириною захвату МВК, кг;  $M_A(t)$  – вихідна кількість потоку компонентів вороху коренеплодів з МВК, МПЛ, МОК, МЗК, кг;  $\Delta q_k(t)$ ,  $\Delta q_m(t)$ ,  $\Delta q_o(t)$ ,  $\Delta q_a(t)$  – відокремлена кількість потоку домішок вороху коренеплодів робочими органами

МВК, МПЛ, МОК, МЗК;  $\Delta q_1(t)$  – кількість втраченого потоку коренеплодів робочими органами МВК;  $\Delta q_{1rk}$ ,  $\Delta q_{2rk}$ ,  $\Delta q_{3rk}$ ,  $\Delta q_{1pk}$ ,  $\Delta q_{2pk}$ ;  $\Delta q_{1ro}$ ,  $\Delta q_{2ro}$ ,  $\Delta q_{3ro}$ ,  $\Delta q_{1po}$ ,  $\Delta q_{2po}$  – відокремлена маса вільного ґрунту, грудок ґрунту, налиплого ґрунту на підземній частині коренеплодів, вільних рослинних домішок, залишків гички на головках коренеплодів від вороху коренеплодів: МВК; МОК;  $\Delta q_{1ra}$ ,  $\Delta q_{1pa}$  – відокремлена маса вільного ґрунту, вільних рослинних домішок від вороху коренеплодів МПЛ;  $\Delta q_{1ra}$ ,  $\Delta q_{1pa}$  – відокремлена кількість вільного ґрунту, вільних рослинних домішок від вороху коренеплодів МЗК;  $t_k$ ,  $t_m$ ,  $t_o$ ,  $t_a$  – час запізнення руху мас вороху коренеплодів у процесі роботи, яке відбувається за рахунок накопичення, ущільнення, зсуву тощо технологічних мас у робочій зоні відповідно кожного МТТС та КМ загалом, с.

Аналіз наукових досліджень показав, що, незважаючи на відомі методи та принципи побудови КМ, є певні обмеження щодо їх застосування для обґрунтування та оптимізації основних параметрів робочих органів і підвищення технологічної ефективності процесу очищення вороху коренеплодів від домішок у важких умовах збирання та розробки конструктивно-технологічних схем МТТС КМ, що й зумовило проведення даних досліджень.

**Постановка завдання.** На основі проведеного аналізу технологічних процесів роботи викопувальних і очисних робочих органів можна констатувати, що ідентифікація процесу розробки КМ повинна ґрунтуватися на застосуванні удосконалених МТТС, що дасть змогу суттєво підвищити показники якості роботи внаслідок значного зменшення подачі вільних ґрунтових і рослинних домішок, особливо грудок ґрунту та зв'язаних ґрунтових і рослинних домішок, зокрема залишків гички на головках коренеплодів, налиплого ґрунту на бічній поверхні тіла викопаних коренеплодів, за рахунок додаткової інтенсифікації дії на ворох базових структурних елементів (робочих органів) МВК та МОК.

У цьому разі оптимізацію конструктивно-кінематичних параметрів робочих органів МТТС КМ необхідно реалізовувати на основі комплексного рішення, яке передбачає інтегрований підхід до алгоритму розробки та дослідження процесів, спрямованих на значне зменшення подачі домішок під час викопування коренеплодів

копачами й підвищення інтенсивності відокремлення їх від коренеплодів під час очищення вороху очисниками.

Складність очищення вороху коренеплодів, який викопується робочими органами МВК із ґрунтово-коренеплідного середовища, функціонально пов'язана з необхідністю значного відокремлення різних за своїми фізико-механічними властивостями ґрунтових і рослинних домішок (4...8 кг/м), які перебувають відносно коренеплодів у вільному (сипкий ґрунт, дрібні (20...50 мм) і крупні (до 100 мм) грудки ґрунту, втрачена під час збирання основного масиву гички робочими органами гичкозбиральної машини гичка, бур'яни) та зв'язаному (налиплий ґрунт на бічній поверхні тіла і залишки гички на головках коренеплодів) станах [16; 18].

Тому розробку та вдосконалення конструктивно-компонувальних схем КМ і обґрунтування параметрів їх робочих органів необхідно проводити з урахуванням специфічних властивостей цього середовища, що є особливо важливим і актуальним для очисників вороху, на які над-

ходить значна кількість домішок (ґрунту – до 80...90 %, у тому числі налиплого ґрунту – до 3...5 %; рослинних домішок – до 10...15 %; залишків гички на головках коренеплодів – 5...10 % відносно сумарних домішок, які становлять 30...40 % залежно від умов роботи КМ [14] і які необхідно відокремити від коренеплодів, забезпечивши при цьому необхідні показники якості роботи згідно з агротехнічними вимогами.

Частково розв'язання цієї задачі було реалізовано у праці [6]. Отримані лінеаризовані диференціальні рівняння (1)–(5) є детермінованими математичними моделями, які характеризують зміну процесу інтенсифікації відокремлення структурних компонентів різноструктурованих домішок від коренеплодів залежно від технологічної подачі викопаного вороху коренеплодів і умов роботи КМ.

Подальший розв'язок математичних моделей (1)–(5) може бути проведено зі застосуванням прямого та зворотного перетворення Лапласа [9; 20].

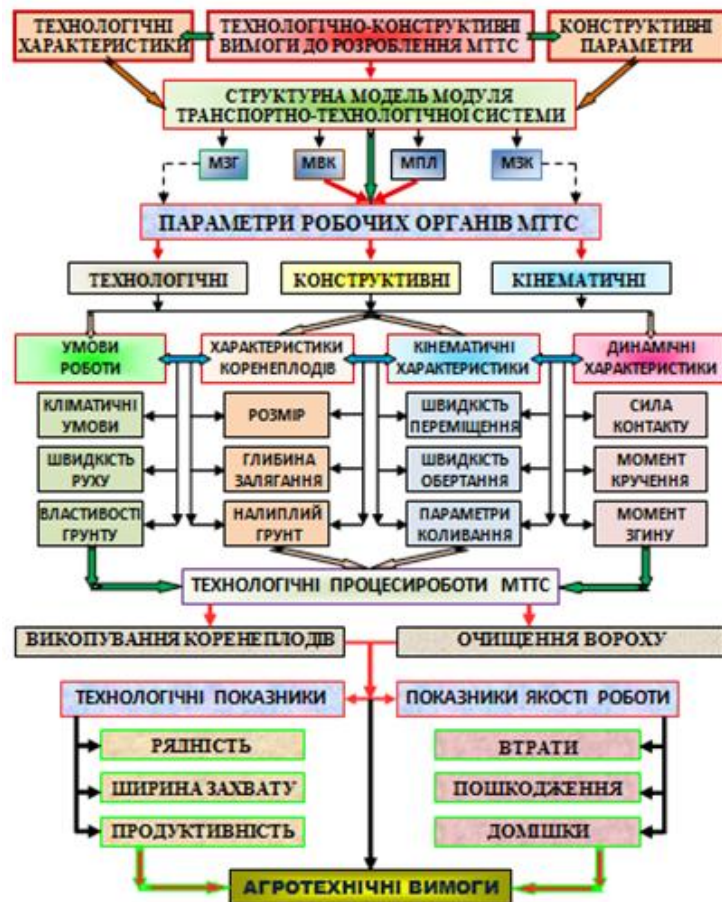


Рис. 2. Алгоритм розробки модуля транспортно-технологічної системи коренезбиральної машини  
Fig. 2. Algorithm for the development of modules of transport and technological systems of root-harvesting machines

Характерною ознакою розвитку сучасних КМ є розробка й дослідження удосконалених МТТС, впровадження яких дасть змогу певною мірою вирішити актуальну науково-технічну проблему збирання коренеплодів за задовільних показників якості їх роботи.

Розробка алгоритму побудови КМ повинна ґрунтуватися на застосуванні конструктивної схеми основних МТТС, які являють собою моноблочні МВК і МОК (рис. 2), при цьому принципи функціонування їхніх робочих органів повинні бути регламентовані основними властивостями процесу збирання коренеплодів, конструктивними характеристиками і конструктивно-технологічними аспектами процесу розробки (їх призначення, конструктивне виконання, спосіб застосування, агротехнічні й екологічні вимоги тощо).

Мета дослідження – подальший розвиток методів і методології розробки та оптимізації параметрів МТТС КМ.

Це забезпечить реалізацію наукових підходів до розробки технологічних процесів функціонування робочих органів МТТС і КМ загалом.

**Виклад основного матеріалу.** У багатьох задачах математичного аналізу розглядаються випадки, в яких кожна точка одного простору динамічної системи ставиться у відповідність деякій точці іншого (або того ж самого) простору. Відповідність між двома точками, які належать динамічній системі, встановлюють за допомогою перетворення або деякого оператора [12].

Тому розв’язування задачі структурної ідентифікації динамічної системи проведемо методом теорії систем автоматичного керування, яка найбільш придатна для дослідження керованих МТТС, які утворюють керовану динамічну систему КМ загалом, у режимі практичного застосування або в режимі експлуатації об’єкта з наявною дією випадкових процесів і факторів.

Для розв’язування лінійних диференціальних рівнянь (1)–(5) застосуємо метод, який ґрунтується на перетворенні функцій дійсної змінної у функції комплексної змінної. Цей метод дає можливість замінити лінійні диференціальні рівняння (1)–(5) на алгебричні [9; 20]. Для реалізації процесу інтенсифікації відокремлення домішок від коренеплодів робочими органами КМ побудуємо формалізовану структурно-функціональну модель послідовного з’єднання основних структурних елементарних ланок МТТС КМ (рис. 3).

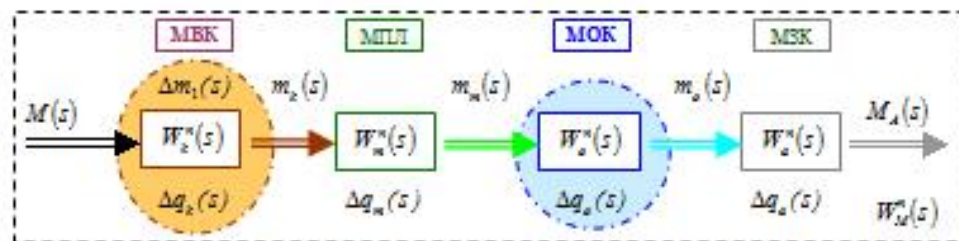
При цьому необхідно акцентувати, що ступінь інтенсифікації відокремлення компонентів домішок від коренеплодів у загальному контексті залежить від певної вагової об’ємної ємності та часу перебування компонентів вороху коренеплодів (компонентів домішок і коренеплодів) на робочих поверхнях кожного МТТС і КМ загалом [13].

Враховуючи послідовний спосіб з’єднання структурних ланок (див. рис. 3), еквівалентну передавальну функцію кожного МТТС і КМ загалом під час інтенсифікації процесу відокремлення домішок від коренеплодів згідно з [9; 20] можна записати у вигляді добутку Д аналітичних передавальних функцій відповідних ланок МТТС КМ, які утворюють динамічну систему: МВК, МПЛ, МОК і МЗК, що утворюють це послідовне з’єднання ланок динамічної системи, тобто

$$W_M^n(s) = \prod_{i=1}^n W_i^n(s);$$

$$W_i^n(s) = \frac{m_{\text{aux},i}(s)}{m_{\text{ex},i}(s)} = \frac{1}{T_i s + 1}, \quad (6)$$

де  $m_{\text{aux},i}(s)$ ,  $m_{\text{ex},i}(s)$  – зображення за Лапласом вихідного та вхідного потоку вороху коренеплодів відповідного МТТС КМ;  $T_i$  – стала часу відповідного МТТС КМ.



**Рис. 3.** Структурна модель послідовного з’єднання елементарних ланок модулів транспортно-технологічних систем коренезбиральної машини

**Fig. 3.** Structural model of the serial connection of the elementary links of the modules of transport and technological systems of root-harvesting machines



У нашому випадку стала часу  $T_i$  є адекватна часу перебування вороху коренеплодів на робочих поверхнях або часу перебування в певній ваговій ємності кожного МТТС КМ. Певна вагова ємність кожного МТТС КМ буде характеризуватися певною кількістю оброблювального вороху коренеплодів або адекватною ваговою пропускною здатністю  $P_i$ .

Тоді час перебування складових компонентів вороху коренеплодів (коренеплодів, вільних і зв'язаних ґрунтових і рослинних домішок) на робочих поверхнях кожного МТТС КМ, або стала часу  $T_i$ , можна визначити як відношення пропускної здатності  $P_i$  до кількості оброблюваного вхідного потоку вороху коренеплодів  $m_{ex,i}(t)$ .

Час перебування складових компонентів вороху коренеплодів (коренеплодів, вільних і зв'язаних ґрунтових і рослинних домішок) на робочих поверхнях кожного МТТС КМ, або стала часу  $T_i$ , з врахуванням (1) – (4) визначається так:

$$\left. \begin{aligned} T_k &= \frac{P_k}{M(t)} = \frac{P_k}{m_1(t) + m_2(t)}; \\ T_m &= \frac{P_m}{m_k(t)} = \frac{P_m}{m_1(t) + m_2(t) - \Delta q_1(t) - \Delta q_k(t)}; \\ T_o &= \frac{P_o}{m_m(t)} = \frac{P_o}{m_1(t) + m_2(t) - \Delta q_1(t) - \Delta q_k(t) - \Delta q_m(t)}; \\ T_a &= \frac{P_a}{m_o(t)} = \frac{P_a}{m_1(t) + m_2(t) - \Delta q_1(t) - \Delta q_k(t) - \Delta q_m(t) - \Delta q_o(t)} \end{aligned} \right\}, \quad (7)$$

де  $T_k, T_m, T_o, T_a$  – час перебування вороху коренеплодів на робочих поверхнях МВК, МПЛ, МОК, МЗК, або стала часу, с;  $P_k, P_m, P_o, P_a$  – вагова ємність МВК, МПЛ, МОК, МЗК, кг·с;  $m_1, m_2$  – вхідна маса коренеплодів і домішок, які викопуються робочими органами МВК, кг;

Аналогічно (7) стала часу  $T_i$  КМ загалом можна визначати за формулою

$$T_M = \frac{P_M}{M(t)} = \frac{\sum_{i=1}^n P_i}{M(t)} = \frac{P_k + P_m + P_o + P_a}{m_1(t) + m_2(t)}. \quad (8)$$

Підставивши значення часу перебування вороху коренеплодів на робочих поверхнях МВК, МПЛ, МОК і МЗК, або сталої часу  $T_i$  кожної ТТС, у кожен тотожність (7), одержимо рівняння передавальної функції відповідного МТТС і КМ загалом, яку записано в операторній формі:

– для КМ загалом

$$\begin{aligned} W_M^n(s) &= [W_k^n(s)] \cdot [W_m^n(s)] \cdot [W_o^n(s)] \cdot [W_a^n(s)] = \\ &= \left[ \frac{m_k(s)}{M(s)} \right] \cdot \left[ \frac{m_m(s)}{m_k(s)} \right] \cdot \left[ \frac{m_o(s)}{m_m(s)} \right] \cdot \left[ \frac{M_A(s)}{m_o(s)} \right] = \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} &= \left[ \frac{1}{T_k s + 1} \right] \cdot \left[ \frac{1}{T_m s + 1} \right] \cdot \left[ \frac{1}{T_o s + 1} \right] \cdot \left[ \frac{1}{T_a s + 1} \right] = \\ &= \left[ \left( \frac{P_k}{m_1(t) + m_2(t)} \right) s + 1 \right]^{-1} \times \end{aligned} \quad ; \quad (9)$$

$$\begin{aligned} &\times \left[ \left( \frac{P_m}{m_1(t) + m_2(t) - \Delta q_1(t) - \Delta q_k(t)} \right) s + 1 \right]^{-1} \times \\ &\times \left[ \left( \frac{P_o}{m_1(t) + m_2(t) - \Delta q_1(t) - \Delta q_k(t) - \Delta q_m(t)} \right) s + 1 \right]^{-1} \times \\ &\times \left[ \left( \frac{P_a}{m_1(t) + m_2(t) - \Delta q_1(t) - \Delta q_k(t) - \Delta q_m(t) - \Delta q_o(t)} \right) s + 1 \right]^{-1} \end{aligned}$$

– для кожного МТТС

$$\left. \begin{aligned} W_k^n(s) &= \frac{m_k(s)}{M(s)} = \frac{1}{T_k s + 1} = \left[ \left( \frac{P_k}{m_1(t) + m_2(t)} \right) s + 1 \right]^{-1}; \\ W_m^n(s) &= \frac{m_m(s)}{m_k(s)} = \frac{1}{T_m s + 1} = \\ &= \left[ \left( \frac{P_m}{m_1(t) + m_2(t) - \Delta q_1(t) - \Delta q_k(t)} \right) s + 1 \right]^{-1}; \\ W_o^n(s) &= \frac{m_o(s)}{m_m(s)} = \frac{1}{T_o s + 1} = \\ &= \left[ \left( \frac{P_o}{m_1(t) + m_2(t) - \Delta q_1(t) - \Delta q_k(t) - \Delta q_m(t)} \right) s + 1 \right]^{-1}; \\ W_a^n(s) &= \frac{M_A(s)}{m_o(s)} = \frac{1}{T_a s + 1} = \\ &= \left[ \left( \frac{P_a}{m_1(t) + m_2(t) - \Delta q_1(t) - \Delta q_k(t) - \Delta q_m(t) - \Delta q_o(t)} \right) s + 1 \right]^{-1} \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

або в загальному спрощеному вигляді

$$\begin{aligned} W_M^n(s) &= \prod_{i=1}^n \left[ \frac{m_{ex,i}(s)}{m_{ex,i}(s)} \right] = \\ &= \prod_{i=1}^n \left( \frac{1}{T_i s + 1} \right) = \prod_{i=1}^n \left[ \left( \frac{P_i}{m_{ex,i}(t)} s + 1 \right) \right]^{-1}. \end{aligned} \quad (11)$$

Якщо формалізувати функціональний процес інтенсифікації відокремлення домішок вороху коренеплодів КМ (див. рис. 3) у вигляді однієї сумарної ланки, то рівняння передавальної функції в операторній формі матиме такий вигляд:

$$\begin{aligned} W_M^n(s) &= \left[ \frac{\bar{M}_A(s)}{\bar{M}(s)} \right] = \frac{1}{T_M s + 1} = \\ &= \left[ \left( \frac{P_k + P_m + P_o + P_a}{m_1(t) + m_2(t)} \right) s + 1 \right]^{-1}. \end{aligned} \quad (12)$$

Тоді диференціальне рівняння структурно-функціональної моделі елементарної ланки МВК в операторній формі згідно з (5) матиме такий вигляд:



$$\left. \begin{aligned} m_k(s) \cdot \left( \frac{P_k}{m_1(t) + m_2(t)} s + 1 \right) = \\ = m_k(s) \cdot \left( \frac{P_k}{m_1(t) + m_2(t)} \right) s + m_k(s) = \hat{M}(s) \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

Відповідно для елементарної ланки МПЛ згідно з (9)

$$\left\{ \begin{aligned} m_m(s) \cdot \left( \frac{P_k}{m_1(t) + m_2(t) - \Delta q_1(t) - \Delta q_k(t)} s + \right. \\ \left. + m_m(s) = m_k(s); \end{aligned} \right. \quad (14)$$

а для елементарної ланки МОК згідно з (9)

$$\left. \begin{aligned} m_o(s) \cdot \left( \frac{P_o}{m_1(t) + m_2(t) - \Delta q_1(t) - \Delta q_k(t) - \Delta q_m(t)} s + \right. \\ \left. + m_o(s) = \bar{m}_m(s). \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

Відповідно для елементарної ланки МЗК згідно з (9)

$$\left. \begin{aligned} M_A(s) \cdot \left( \frac{P_a}{m_1(t) + m_2(t) - \Delta q_1(t) - \Delta q_k(t) - \Delta q_m(t) - \Delta q_o(t)} s + \right. \\ \left. + M_A(s) = m_o(s) \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

Для структурних ланок КМ у цілому згідно з (9), (11) маємо

$$\left. \begin{aligned} \prod_{i=1}^n \bar{m}_{aux.i}(s) \cdot \prod_{i=1}^n \left[ \left( \frac{P_i}{m_{ex.i}(t)} \right) s + \right. \\ \left. + \prod_{i=1}^n m_{aux.i}(s) \right] = \prod_{i=1}^n \bar{m}_{ex.i}(s) \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

або згідно з рівнянням (12) у формалізованому загальному вигляді

$$M_A(s) \left( \frac{P_k + P_m + P_o + P_a}{m_1(t) + m_2(t)} s + M_A(s) \right) = M(s). \quad (18)$$

Тоді диференціальні рівняння (13) – (16), які описують інтенсивність технологічного процесу відокремлення домішок від коренеплодів кожним МТТС КМ з транспортним запізненням, у класичній (часовій) формі згідно з рівняннями (10) матимуть такий вигляд:

$$\left. \begin{aligned} \left( \frac{P_k}{m_1(t) + m_2(t)} \right) \frac{d[m_k(t)]}{dt} = M(t - t_k) - m_k(t); \\ \left( \frac{P_k}{m_1(t) + m_2(t) - \Delta q_1(t) - \Delta q_k(t)} \right) \frac{d[m_m(t)]}{dt} = \\ = m_k(t - t_m) - m_m(t); \\ \left( \frac{P_o}{m_1(t) + m_2(t) - \Delta q_1(t) - \Delta q_k(t) - \Delta q_m(t)} \right) \times \\ \times \frac{d[m_o(t)]}{dt} = m_m(t - t_o) - m_o(t) \end{aligned} \right\}; \quad (19)$$

– для МЗК та КМ загалом згідно із залежностями (10) і (11)

$$\left( \frac{P_a}{m_1(t) + m_2(t) - \Delta q_1(t) - \Delta q_k(t) - \Delta q_m(t) - \Delta q_o(t)} \right) \times \frac{d[M_A(t)]}{dt} = m_o(t - t_a) - M_A(t) \quad (20)$$

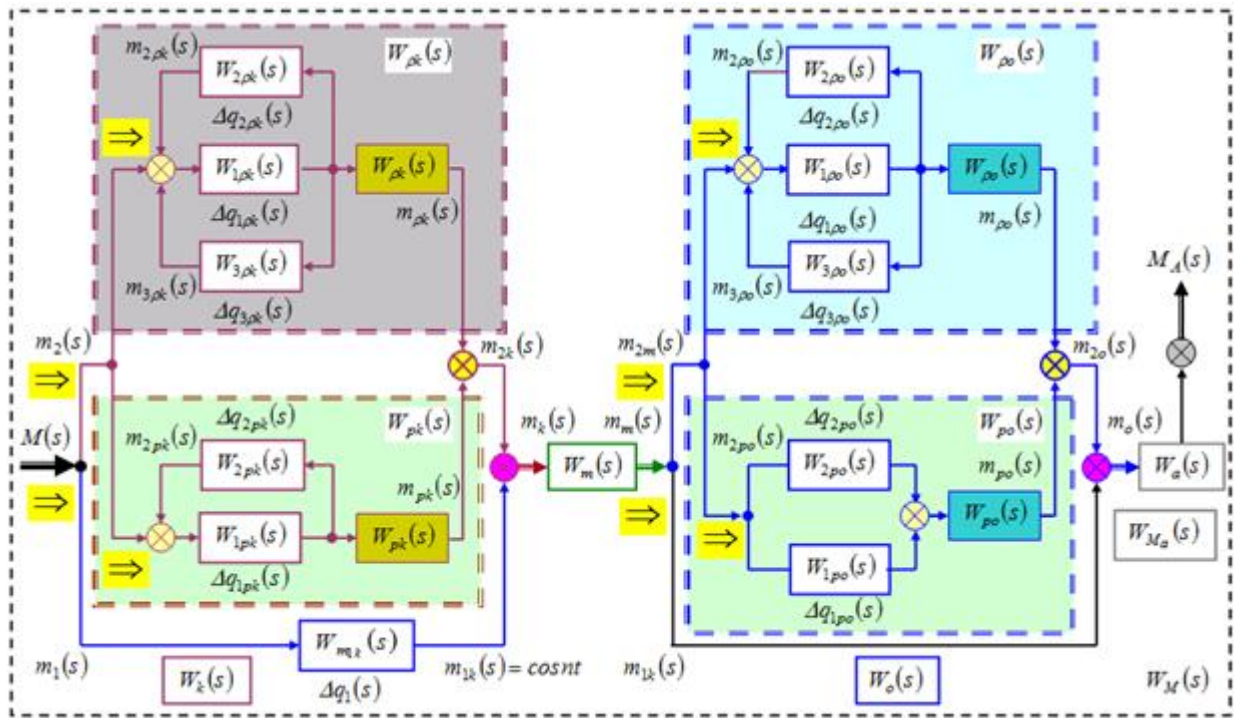
$$\prod_{i=1}^n \left[ \left( \frac{P_i}{m_{ex.i}(t)} \right) \right] \frac{d \left[ \prod_{i=1}^n m_{aux.i}(t) \right]}{dt} =; \quad (21)$$

$$\begin{aligned} &= \prod_{i=1}^n m_{ex.i} \left( t - \sum_{i=1}^n t_i \right) - \prod_{i=1}^n m_{aux.i}(t) \\ &\left( \frac{P_k + P_m + P_o + P_a}{m_1(t) + m_2(t)} \right) \frac{d[M_A(t)]}{dt} = \\ &= M(t - t_M) - M_A(t) \end{aligned} \quad (22)$$

Крім того, формалізований технологічний процес роботи КМ передбачає вузол розгалуження структурних ланок МТТС на окремі елементарні ланки загальних ґрунтових і рослинних домішок, які, своєю чергою, розгалужуються на структурні підланки вільного та налиплого ґрунту, грудок ґрунту; вільних рослинних домішок і залишків гички на головках коренеплодів. У процесі інтенсифікації відокремлення домішок від коренеплодів робочими органами МВК відбувається руйнування грудок ґрунту та відокремлення налиплого ґрунту з поверхні тіла і залишків гички з головок коренеплодів, а робочими органами МОК – руйнування грудок ґрунту, які перетворюються на вільні ґрунтові та рослинні домішки, тобто існує вірогідність збільшення кількості вхідного потоку вільних домішок, або, з погляду структури керованих динамічних систем, відбувається підсилення вхідної структурної елементарної ланки МВК і МОК або існує наявність додатного зворотного зв'язку однієї структурної підланки відносно іншої, тобто одна елементарна підланка охоплюється у вигляді зворотного зв'язку другою елементарною підланкою.

На основі цього побудовано формалізовану структурно-функціональну модель процесу інтенсифікації відокремлення домішок від вороху коренеплодів робочими органами КМ (рис. 4).

Ступінь інтенсифікації відокремлення домішок від коренеплодів залежить не тільки від певної вагової ємності  $P_i$  кожного МТТС та часу  $T_i$  перебування вороху коренеплодів на їх робочих поверхнях, але також і значною мірою від коефіцієнта, який враховує ступінь зменшення вихідного потоку технологічної маси вороху відносно його вхідного потоку.



**Рис. 4.** Структурно-функціональна модель процесу інтенсифікації відокремлення домішок від коренеплодів робочими органами транспортно-технологічних систем коренезбиральних машин  
**Fig. 4.** Structural and functional model of the process of intensification of the separation of impurities from root crops by the working bodies of transport and technological systems of root-harvesting machines

Коефіцієнт, який враховує ступінь зменшення вихідного потоку технологічної маси вороху коренеплодів відносно його вхідного потоку кожного МТТС і КМ загалом з погляду керованих динамічних систем є коефіцієнтом підсилення, який охарактеризуємо як коефіцієнт технологічної ефективності роботи кожного МТТС і КМ загалом та позначимо через співвідношення  $K_i = m_{\text{вих},i}(t)/m_{\text{вх},i}(t)$  [7; 15].

Тоді коефіцієнт технологічної ефективності роботи кожного МТТС з урахуванням (6) – (9) визначиться за формулою

$$\left. \begin{aligned}
 K_k &= \frac{m_k(t)}{M(t)} = \frac{M(t) - \Delta q_1(t) - \Delta q_k(t)}{M(t)} = \\
 &= 1 - \frac{\Delta q_1(t) + \Delta q_k(t)}{M(t)}; \\
 K_m &= \frac{m_m(t)}{m_k(t)} = \frac{m_k(t) - \Delta q_m(t)}{m_k(t)} = \\
 &= 1 - \frac{\Delta q_m(t)}{m_k(t)};
 \end{aligned} \right\} (23)$$

де  $K_k$ ,  $K_m$ ,  $K_o$ ,  $K_a$  – коефіцієнт технологічної ефективності роботи МВК, МПЛ, МОК і МЗК.

Аналогічно (16) коефіцієнт технологічної ефективності роботи КМ для КМ загалом визначається відношенням

$$\begin{aligned}
 K_M &= \frac{[M_A(t)]}{[M(t)]} = \frac{[M(t)] - [\Delta q_1(t)] - [\Delta q_k(t)]}{[M(t)]} = \\
 &= \frac{[\Delta q_m(t)] - [\Delta q_o(t)] - [\Delta q_a(t)]}{[M(t)]} = \\
 &= 1 - \frac{[\Delta q_1(t)] + [\Delta q_k(t)] + [\Delta q_m(t)]}{[M(t)]} + \\
 &+ \frac{[\Delta q_o(t)] + [\Delta q_a(t)]}{[M(t)]}
 \end{aligned} \quad (24)$$

Для подальшого аналізу технологічного процесу інтенсифікації відокремлення домішок від коренеплодів необхідно акцентувати таке:

– враховуючи динамічні процеси (характеристики та властивості) керованої динамічної системи – наявність рухомих мас, або інерційність процесу переміщення потоків вороху коренеплодів (коренеплодів, ґрунтових і рослинних домішок) по робочих органах МТТС КМ, їх ланки, які розгалужуються на паралельні підланки у напрямку розгалуження (поділу)  $\Rightarrow, \mathbf{K} \Leftarrow$  (див.

рис. 4), представимо у вигляді аперіодичної ланки 1-го порядку (інерційної ланки), яку позначимо через  $W_i^p(s)$ , при цьому передавальна функція ланки (підланки) визначається за формулою

$$W_i^p(s) = \frac{m_{\text{вх},i}^p(s)}{m_{\text{вх},i}^p(s)} = \frac{K_i}{T_i s + 1}; \quad (25)$$

– враховуючи наявність розгалуження ланок, або паралельного з'єднання структурних підланок, їх передавальна функція визначається як сума передавальних функцій підланок, що утворюють це з'єднання, тобто

$$W_i(s) = \sum_{i=1}^z W_i^p(s); \quad i = 1, 2, \dots, z; \quad (26)$$

– враховуючи наявність додатного зворотного зв'язку (у ланці  $W_{rk}(s)$  підланка  $W_{1rk}(s)$  охоплюється у вигляді зворотного зв'язку підланками  $W_{2rk}(s)$  і  $W_{3rk}(s)$ , у ланці  $W_{pk}(s)$  підланка  $W_{1rk}(s)$  – підланкою  $W_{2pk}(s)$ , у ланці  $W_{ro}(s)$  підланка  $W_{1ro}(s)$  – підланками  $W_{2ro}(s)$  і  $W_{3ro}(s)$ ), їх передавальна функція визначається за формулою

$$W_{iz}(s) = \frac{W_{i1}(s)}{1 + W_{i1}(s) \cdot W_{i2}(s)}; \quad (27)$$

– враховуючи запізнення руху технологічних мас у часі  $\tau_i$ , передавальну функцію в операторній формі з трансформування технологічних потоків  $m_i(t)$  кожного МТТС і КМ загалом, яку позначимо через  $W_i(s)$  під час інтенсифікації процесу відокремлення домішок від ВК, можна представити у вигляді добутку аналітичної передавальної функції аперіодичної ланки першого порядку (18) та аналітичної передавальної функції ланки з транспортним запізненням, яку позначимо через  $W_{\text{зан},i}(s) = e^{-st}$ , тобто

$$W_i(s) = \frac{m_{\text{вх},i}(s)}{m_{\text{вх},i}(s)} = W_i^p(s) \cdot W_{\text{зан},i}(s) = \frac{K_i}{T_i s + 1} e^{-st_i} \quad (28)$$

Підставивши значення коефіцієнта технологічної ефективності роботи  $K_i$  (16), (17) і сталої часу  $T_i$  (13), (14) кожного МТТС і КМ загалом і враховуючи тотожність (21), одержимо рівняння передавальної функції  $W_i(s)$  та диференціальне рівняння з транспортним запізненням кожного структурного елемента динамічної системи, або кожного МТТС та КМ загалом в операторній формі:

– для структурної транспортної ланки МВК

$$W_k(s) = \frac{m_k(s)}{M(s)} = \frac{W_{1rk}(s) \cdot W_{3rk}(s)}{1 + W_{1rk}(s) \cdot [W_{2rk}(s) + 1]} + \frac{W_{1pk}(s)}{1 + W_{1pk}(s) \cdot W_{2pk}(s)} + W_{m_k}(s) = \frac{K_k}{T_k s + 1} e^{-st_k} \quad (29)$$

або

$$m_k(s) \left[ \frac{P_k}{m_1(t) + m_2(t)} s + 1 \right] = M(s) \cdot \left[ 1 - \frac{\Delta q_1(t) - \Delta q_k(t)}{M(t)} \right] e^{-st_k}; \quad (30)$$

– для структурної транспортної ланки МПЛ

$$W_m(s) = \frac{m_m(s)}{m_k(s)} = W_{rm}(s) + W_{pm}(s) + W_{lmk}(s) = \frac{K_m}{T_m s + 1} e^{-st_m} \quad (31)$$

або

$$m_m(s) \left[ \frac{P_m}{m_1(t) + m_2(t) - \Delta q_1(t) - \Delta q_k(t)} s + 1 \right] = m_k(s) \cdot \left[ 1 - \frac{\Delta q_m(t)}{m_k(t)} \right] e^{-st_m}; \quad (32)$$

– для структурної транспортної ланки МОК

$$W_o(s) = \frac{m_o(s)}{m_m(s)} = \frac{W_{1ro}(s) \cdot W_{3ro}(s)}{1 + W_{1ro}(s) \cdot [W_{2ro}(s) + 1]} + W_{1po}(s) + W_{2po}(s) + W_{m_k}(s) = \frac{K_o}{T_o s + 1} e^{-st_o} \quad (33)$$

або

$$m_o(s) \left[ \frac{P_o}{m_1(t) + m_2(t) - \Delta q_1(t) - \Delta q_k(t) - \Delta q_m(t)} s + 1 \right] = \bar{m}_m(s) \cdot \left[ 1 - \frac{\Delta q_o(t)}{m_m(t)} \right] e^{-st_o}; \quad (34)$$

– для структурної транспортної ланки МЗК

$$W_a(s) = \frac{M_A(s)}{m_o(s)} = W_{ra}(s) + W_{pa}(s) + W_{lmk}(s) = \frac{K_a}{T_a s + 1} e^{-st_a} \quad (35)$$

або

$$M_A(s) \left[ \frac{P_a}{m_1(t) + m_2(t) - \Delta q_1(t) - \Delta q_k(t) - \Delta q_m(t) - \Delta q_o(t)} s + 1 \right] = ; (36)$$

$$= m_o(s) \cdot \left[ 1 - \frac{-\Delta q_a(t)}{m_o(t)} \right] e^{-st_a}$$

– для транспортної ланки КМ загалом з урахуванням того, що згідно з [9; 20]

$$W_i^p(s) = \prod_{i=1}^n W_i(s) \text{ маємо}$$

$$W_M(s) = \frac{M_A(s)}{M(s)} = W_k(s) \cdot W_m(s) \cdot W_o(s) \cdot W_a(s) =$$

$$= \left[ \frac{W_{1rk}(s) \cdot W_{3rk}(s)}{1 + W_{1rk}(s) \cdot [W_{2rk}(s) + 1]} + \frac{W_{1pk}(s)}{1 + W_{1pk}(s) \cdot W_{2pk}(s)} + \right] \times$$

$$\left[ \frac{W_{1ro}(s) \cdot W_{3ro}(s)}{1 + W_{1ro}(s) \cdot [W_{2ro}(s) + 1]} + \right] \times$$

$$\left[ \frac{W_{1po}(s) + W_{2po}(s) + W_{m_k}(s)}{1 + W_{1po}(s) + W_{2po}(s) + W_{m_k}(s)} \right] \times$$

$$\left[ \frac{W_{ra}(s) + W_{pa}(s) + W_{m_k}(s)}{T_M s + 1} \right] = \frac{K_M}{T_M s + 1} e^{-st_M} \quad (37)$$

або

$$M_A(s) \left[ \frac{P_k + P_m + P_o + P_a}{m_1(t) + m_2(t)} s + 1 \right] = \quad (38)$$

$$= M(s) \cdot \left[ 1 - \frac{\Delta q_1(t) - \Delta q_k(t) - \Delta q_m(t) - \Delta q_o(t) - \Delta q_a(t)}{M(t)} \right] e^{-st_M}$$

Одержані рівняння передавальної функції (22)–(31) свідчать про те, що робочі органи МТТС КМ можна ідентифікувати як послідовне з'єднання аперіодичних ланок першого порядку та ланок із запізненням руху технологічних мас.

Комплексна оцінка параметрів МТТС і КМ загалом: відповідних їм коефіцієнта технологічної ефективності  $K_i$ , сталої часу  $T_i$  та часу запізнення  $\tau_i$  руху потоків технологічних мас – дає змогу глибше та детальніше аналізувати технологічний процес інтенсифікації відокремлення домішок від коренеплодів і оптимізацію конструктивно-кінематичних параметрів і режимів роботи робочих органів МТТС і КМ загалом.

Тоді диференціальні рівняння (23), (25), (27), (29) і (31), які описують інтенсифікацію технологічного процесу відокремлення домішок від коренеплодів МТТС і КМ загалом із транспортним запізненням, у класичній (часовій) формі матимуть такий вигляд:

– для МВК, МПЛ, МОК і МЗК

$$\left. \begin{aligned} P_k \frac{d[m_k(t)]}{dt} &= M(t) \cdot [M(t) - \Delta q_1(t) - \Delta q_k(t)] e^{-st_k} - \\ &- m_k(t); \\ P_m \frac{d[m_m(t)]}{dt} &= m_k(t) \cdot [m_k(t) - \Delta q_m(t)] e^{-st_m} - m_m(t); \end{aligned} \right\} ; (39)$$

$$\left\{ \begin{aligned} P_o \frac{d[m_o(t)]}{dt} &= m_m(t) \cdot [m_m(t) - \Delta q_o(t)] e^{-st_o} - m_o(t); \\ P_a \frac{d[m_a(t)]}{dt} &= m_o(t) \cdot [m_o(t) - \Delta q_a(t)] e^{-st_a} - m_a(t); \end{aligned} \right. ; (40)$$

– для КМ загалом

$$(P_k + P_m + P_o + P_a) \frac{d[M_A(t)]}{dt} =$$

$$= M(t) \left[ \begin{aligned} &M(t) - \Delta q_1(t) - \Delta q_k(t) - \\ &-\Delta q_m(t) - \Delta q_o(t) - \Delta q_a(t) \end{aligned} \right] e^{-st_M} - M(t) \quad (41)$$

або

$$P_M \frac{d[M_A(t)]}{dt} = M(t) \cdot [M_A(t) \cdot e^{-st_M} - 1] \quad (42)$$

Отримані диференціальні рівняння (3) – (35) є детермінованими математичними моделями, які характеризують залежність зміни в часі інтенсифікації технологічного процесу відокремлення потоку компонентів домішок від викопаного вороху коренеплодів від конструктивно-кінематичних параметрів робочих органів МТТС і КМ загалом та їхніх умов роботи.

**Висновки.** Запропонований алгоритм розробки модулів транспортно-технологічних систем дозволяє на етапі проектування моделювати загальні структурні схеми модуля для викопування коренеплодів і модуля для очищення коренеплодів від домішок. Отримані аналітичні залежності, які записано в операторній і параметричній формах, характеризують інтенсивність процесу відокремлення домішок від коренеплодів робочими органами модулів транспортно-технологічних систем коренезбиральної машини залежно від пропускної здатності, інтенсивності зменшення вхідного потоку або інтенсивності зменшення компонентів домішок і часу їх перебування на робочих поверхнях відповідного модуля. На основі кількісного масового розрахунку вхідних і вихідних потоків, який регламентовано отриманими детермінованими моделями, надалі можна обґрунтовувати та оптимізувати конструктивно-кінематичні параметри робочих органів модулів транспортно-технологічних системи машин для збирання коренеплодів залежно від умов їх роботи та прогнозувати необхідні агротехнічні показники.

#### Бібліографічний список

1. Аванесов Ю. Б., Бессарабов В. И., Русанов И. И. Свеклоуборочные машины. Москва, 1979. 351 с.
2. Адамчук В. В., Булгаков В. М., Иванишин В. В. Про розробку і створення в Україні сільськогосподарських машин сучасного рівня. *Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія «Технічні науки»*. 2012. Вип. 11, т. 2 (66). С. 8–14.

3. Аналіз тенденцій розвитку робочих органів для сепарації вороху коренеплодів / В. Ю. Рамш, В. М. Барановський, М. Р. Паньків [та ін.]. *Наукові нотатки*. 2011. Вип. 31. С. 298–305.
4. Барановський В. Основні етапи та сучасні тенденції розвитку коренезбиральних машин. *Вісник Тернопільського державного технічного університету*. 2006. Т. 11, № 2. С. 67–75.
5. Барановський В. М. Конструктивно-технологічні принципи застосування адаптивного викопувального робочого органу коренезбиральної машини. *Науковий вісник Національного аграрного університету*. 2004. Вип. 73, ч. 1. С. 249–255.
6. Барановський В. М. Математична модель інтенсифікації процесу відокремлення домішок від коренеплодів. *Науковий вісник Національного університету біотехнологій і природокористування України. Серія «Техніка та енергетика АПК»*. 2014. Вип. 96, ч. 1. С. 196–204.
7. Барановський В. М., Паньків М. Р. Конструктивно-технологічні принципи адаптованого застосування коренезбиральних машин. *Динаміка, міцність і надійність сільськогосподарських машин: зб. наук. праць Міжнар. наук.-практ. конф. Тернопіль: ТДТУ, 2004. С. 192–198.*
8. Булгаков В. М., Черновол М. И., Сви-рень Н. А. Теория свеклоборочных машин: монография. Кировоград: КОД, 2009. 256 с.
9. Волоков И. К., Канатников А. Н. Интегральные преобразования и операционное исчисление. Москва: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. 227 с.
10. Гевко Р. Б. Викопувально-очисні пристрої бурякозбиральних машин: конструювання і розрахунок. Тернопіль, 1997. 120 с.
11. Герасимчук Г. А., Барановський В. М. Критерії оцінки технологічної ефективності процесу викопування коренеплодів. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2009. № 14. С. 163–168.
12. Кравчук В. І. Теоретичні основи адаптації сільськогосподарських машин: монографія. Київ: НАУ, 2005. 208 с.
13. Паньків М., Дубчак Н. Аналіз процесу роботи доочисних пристроїв коренезбиральних машин. *Вісник Тернопільського державного технічного університету*. 2007. Т. 12, № 1. С. 76–81.
14. Погорілий М. Закономірності розвитку бурякозбиральної техніки та обґрунтування раціональних обрисів вітчизняних машин. *Техніка АПК*. 1999. № 3. С. 8–12.
15. Погорельый Л. В., Татьяна М. В. Свеклоборочные машины: история, конструкция, теория, прогноз. Киев: Феникс, 2004. 232 с.
16. Прогнозування кількості ґрунту на поверхні тіла коренеплоду / В. М. Барановський та ін. *MOTROL 03, IV*. 2003. Т. 6. С. 164–172.
17. Рамш В. Ю., Барановський В. М. Оптимізаційні математичні моделі процесу викопування вороху коренеплодів пасивним сферичним диском. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2008. № 12 (2). С. 337–349.
18. Сучасні тенденції розвитку конструкції сільськогосподарських машин / за ред. В. І. Кравчука, М. І. Грицишина, С. М. Ковалю. Київ: Аграрна наука, 2004. 353 с.
19. Ямков О. В. Обґрунтування параметрів технологічного процесу і робочих органів бурякозбирального агрегату з системним трактором: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Київ, 2007. 20 с.
20. McLachlan N. W. Laplace Transforms and Their Applications to Differential Equations. Dover Publications, 2014. 241 p.

**Паньків М., Підгурський М., Барановський В.**

#### **ТЕХНОЛОГІЧНІ АСПЕКТИ РОЗРОБКИ МОДУЛІВ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ СИСТЕМ КОРЕНЕЗБИРАЛЬНИХ МАШИН**

Для збирання коренеплодів застосовують самохідні бункерні комбайни, які реалізують спосіб однофазного збирання. Конструкція таких машин складається з розташованих один за одним модулів транспортно-технологічних систем, які виконують послідовні фази збирання коренеплодів. Проте під час значного варіювання умов збирання (ґрунтово-кліматичних умов, урожайності тощо), їхні показники якості роботи не відповідають агротехнічним вимогам – наявні втрати коренеплодів і домішки знижують показники подальшої реалізації зібраної продукції. На основі ідентифікації існуючих типів копачів і очисників вороху коренеплодів визначено основні шляхи та принципи розробки модулів транспортно-технологічних систем коренезбиральних машин. Наведено результати наукових досліджень, які характеризують методологічні та конструктивно-технологічні принципи послідовності розробки модулів транспортно-технологічних систем однофазних коренезбиральних машин. На основі аналізу технологічних процесів викопування та очищення коренеплодів від домішок розроблено структурну модель і запропоновано алгоритм розробки модуля викопування та очищення коренеплодів. Розроблено детерміновані математичні моделі, які описують інтенсифікацію процесу відокремлення домішок від вороху коренеплодів робочими органами модулів транспортно-технологічних систем коренезбиральної машини.

**Ключові слова:** ворох коренеплодів, домішки, копач, очисник, алгоритм, структурна ланка, оператор, передавальна функція.

**Pankiv M., Pidhursky M., Baranovsky V.**

**TECHNOLOGICAL ASPECTS OF DEVELOPMENT MODULES  
OF TRANSPORT-TECHNOLOGICAL SYSTEMS MACHINES FOR CLEANING OF CORPS**

A modern feature of the general trend in the process of harvesting roots is the large-scale application of single-phase self propelled bunker combines. They are constructed according to the modular scheme and combine the successive phases of harvesting (cutting the wicker, trimming the remnants of the stick from the heads, digging the root crops, cleaning the excavated rootstock from the impurities, unloading the root crops) into one successive technological operation, that is, implementing the principle of single-phase harvesting of root crops. The basis of solving the scientific and technical problem of increasing the agrotechnological performance indicators of machines for harvesting root crops is the hypothesis of the possible improvement of the digestion and purification of root crops by intensifying the technological process of separating soil and vegetal impurities from root crops by the working bodies of the modules of transport and technological systems. The purpose of the study is the further development of methods and methodology for the development and optimization of parameters and modes of work of the working bodies of modules of transport and technological systems of machines for harvesting root crops. On the basis of identification of existing types of diggers and root crop cleaners from impurities, the main ways and principles of developing modules for transport and technological systems for corncripers are proposed. The results of scientific researches, which characterize the methodological and constructive and technological principles of the sequence of development of modules of transport-technological systems of single-phase machines, are presented. On the basis of the analysis of the technological processes of digestion and purification of root crops from impurities a structural model was developed and an algorithm for the development of the module for the digestion and purification of root crops from impurities was proposed. Based on the application of Laplace transformations, deterministic mathematical models are developed that describe the intensification of the separation process of impurities from root crops by the working bodies of the modules of transport and technological systems of the coronet-cutting machine. On the basis of the quantitative mass calculation of input and output flows, which is regulated by the obtained deterministic models, in the future it is possible to substantiate and optimize the structural and kinematic parameters of the working bodies of the modules of the transport and technological systems of machines for harvesting roots depending on their working conditions and to forecast the necessary agronomic indicators.

**Key words:** root crop, impurity, digger, purifier, algorithm, structural link, operator, transfer function.

*Стаття надійшла 30.11.2018*



УДК 631.332.99:635.262

## ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМИ «БАРАБАН – ЗУБОК ЧАСНИКУ – ВИЛКА» САДЖАЛКИ ЧАСНИКУ

Олег Семен, Дмитро Кузенко, к. т. н., Ярослав Семен, к. т. н.

*Львівський національний аграрний університет,*

*вул. Володимира Великого, 1, м. Дубляни, Жовківський р-н, Львівська обл., Україна,*

*e-mail: Olehsemen@i.ua*

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2018.01.077>

**Постановка проблеми.** Принцип роботи запропонованої конструкції саджалки часнику полягає в першочерговому присмоктуванні зубків до отворів на поверхні пустотілого барабана, завдяки розрідженню в його середині, з наступним захопленням зубка пальцями вилки ланцюгово-плунжерного апарата і примусовим поштучним встромлянням його денцем вниз, а ростком догори у дно борозенки [4; 8; 15; 16]. У момент відокремлення зубка від отвору на поверхні барабана він під дією власної ваги падає на нижній палець розкритої вилки й одразу затискається двома боковими пальцями цієї ж вилки. А тому очевидним постає завдання узгодженої роботи кожного елемента системи «барабан – зубок часнику – вилка», передувати якому повинні теоретичні дослідження вказаної системи.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** У сільськогосподарській техніці, зокрема в посівних машинах, пневмомеханічні системи набули доволі широкого поширення й використовуються для внутрішньомашинного транспортування насіння та добрив, забезпечуючи їх ефективно дозування і точне скерування у визначене місце. А тому питанням створення та обґрунтування параметрів таких систем і їх робочих органів присвячено чимало наукових праць. Особливе місце в доробку вчених посідають роботи, спрямовані на підвищення ефективності однозернинного забирання й розподілу в ґрунті насіння зернових культур. Так, у наукових працях М. О. Свіреня [10; 11] присмоктування і захоплення насіння отворами висівного диска розглядається як безперервний динамічний процес, зумовлений поступовим нарощуванням контактної взаємодії зерна (еліпса) з отвором (колом), а умова утримання насінини визначається сумарними зусиллями, які діють на неї в різних фазах її руху.

Подібними дослідженнями пневматичного апарата з конічним висівним елементом

встановлено, що числове значення сили присмоктування насіння зернових колосових культур до комірки залежить як від їх фізико-механічних властивостей, так і від конструктивно-технологічних параметрів висівного апарата [19; 20], а в науковій праці [2] автори констатують: під час взаємодії насіння просапних культур з активною комірною спрямованої дії присмоктувальна сила змінюється обернено пропорційно квадрату відстані між насінною і комірною.

Слід зазначити, що в проаналізованих публікаціях переважно розглядається процес присмоктування насіння до отворів на торцевих поверхнях дисків, від'єднавшись від яких воно скеровується в ґрунт, що не є характерним для досліджуваної моделі, в якій зубок часнику, відокремлений від отворів на пневматичному барабані, потрапляє на нижній палець розкритої вилки ланцюгово-плунжерного садильного апарата, який рухається поступально.

Обґрунтуванню параметрів барабанного пневмомеханічного пристрою під час розселення подізуса присвячена наукова праця [7]. У ній наведено диференціальні рівняння руху личинок, приєднаних до отворів на поверхні пустотілого барабана, на основі яких отримано залежності для визначення сумарної нормальної сили, що діє на личинку за умови відсутності її травмування. Відмінність вказаної моделі від досліджуваної полягає в тому, що личинки перебувають усередині бункера-барабана, а зубки часнику – ззовні.

Серед наукових праць, присвячених створенню робочих органів машин для орієнтованої сівби, необхідно відзначити роботи А. Г. Аксенова, П. А. Ємельянова, В. А. Соколова [1; 3; 18]. У них розглядаються не тільки теоретичні основи орієнтування загалом, а й запропоновані математичні моделі процесу сівби близьких за фізико-механічними властивостями культур, зокрема цибулі. Проведеними дослідженнями вібраційно-пневматичного садильного апарата встановлено, що максимальна кількість ци-

булин (50 ... 52 %), розміщених у ґрунті денцем донизу, отримана за висоти встановлення садильного апарата 0,10...0,13 м, частоти обертання барабана  $0,47 \dots 0,48 \text{ с}^{-1}$ , поступальної швидкості саджалки 0,95 ... 1,05 м/с [1]. Отримані числові значення окремих параметрів можуть орієнтовно вказати й на аналогічні межі роботи садильного апарата запропонованої саджалки часнику.

Стосовно зубків окремих сортів часнику як елементів досліджуваної системи, то необхідно зазначити, що переважна більшість науковців присвячує свої роботи біологічним особливостям і технологіям вирощування вказаної культури [6; 17]. Зокрема встановлено, що зубки часнику можуть мати різноманітні розміри, форми поверхні та масу, зумовлені їх біологічними особливостями, але відсутня інформація про їх пристосованість до механізованого садіння з погляду орієнтування в ґрунті денцем донизу, а ростком догори [6]. Частково вирішують вказану проблему дослідження, відображені у статтях [5; 12; 13], в яких наведено результати експериментів з визначення розмірно-масових показників і коефіцієнтів тертя зубків часнику сортів Спас, Лідія та Лідер по різних поверхнях. Отримані в них дані слугуватимуть основою для моделювання як системи «барабан – зубок часнику – вилка», так і процесу безпосереднього поштучного встромляння зубка в ґрунт робочими органами ланцюгово-плунжерного садильного апарата. До вказаних досліджень слід додати також запропоновану аналітичну модель зубка часнику, який розглядається однорідним тілом однакової густини [14]. Отримані у вказаній науковій праці теоретичні залежності дозволяють знайти масу й координати центра маси зубка, що є суттєвим додатковим чинником для моделювання загального процесу садіння часнику.

Щодо вилки садильного апарата, то попередні теоретичні дослідження взаємодії ролика штока плунжера з напрямною садильного апарата розробленої конструкції саджалки розглянуто в науковій праці [8]. У ній, зокрема, наведено аналітичні залежності для визначення основних кінематичних параметрів взаємодії ролика, закріпленого на штоці плунжера, з напрямною у вигляді дуги кола під час заглиблення вилки зі зубком часнику в ґрунт, проте відсутній конкретний аналіз отриманих результатів.

На основі проведеного огляду публікацій можна зробити висновок, що під час обґрунтування параметрів різних пневмомеханічних систем застосовували подібні аналітичні моделі, кожна з яких була адаптована до розв'язування

конкретних задач, що стояли перед науковцями. Очевидно, що, досліджуючи систему «барабан – зубок часнику – вилка», слід врахувати вже відомі теоретичні моделі, виокремивши коло завдань, характерних винятково для процесу садіння зубків часнику запропонованою машиною.

**Постановка завдання.** Рух барабана, який обертається і захоплює під дією розрідження зубки часнику з бункера саджалки, та вилки плунжера, закріпленого на транспортері, що переміщується з відносною постійною швидкістю, повинні бути узгоджені. Важливим при цьому є встановлення оптимального кута, за якого відбувається відокремлення різних за розмірами зубків від отворів на поверхні барабана, і тривалості їх падіння до моменту зустрічі з нижнім пальцем розкритої вилки.

Тому метою досліджень є визначення параметрів окремих елементів системи «барабан – зубок часнику – вилка» та встановлення їх впливу на перебіг її роботи в цілому.

**Виклад основного матеріалу.** Нехай на барабані  $I$  (рис. 1) рівномірно розміщені по колу  $n$  отворів для присмокування зубків  $2$  часнику з площею перерізу  $S$  кожний. Тоді центральний кут  $\alpha$  між двома сусідніми отворами буде становити:

$$\alpha = \frac{2p}{n} \text{ рад або } \alpha = \frac{360}{n} \text{ град.} \quad (1)$$

Знайдемо час  $t_n$ , за який транспортер  $5$  переміщується на відстань  $C_n$ , яка дорівнює кроку розміщення робочих органів (плунжерів  $4$  з вилками  $3$ ) на ланцюгу:

$$t_n = \frac{C_n}{V_m}, \quad (2)$$

де  $V_m$  – швидкість переміщення транспортера, м/с;  $C_n$  – відстань (крок) між сусідніми плунжерами, м.

За цей час барабан, що обертається з постійною кутовою швидкістю  $\omega$ , повинен повернутися з положення  $I$  у положення  $II$  на кут  $\alpha$ , тобто

$$\alpha = \omega \cdot t_n. \quad (3)$$

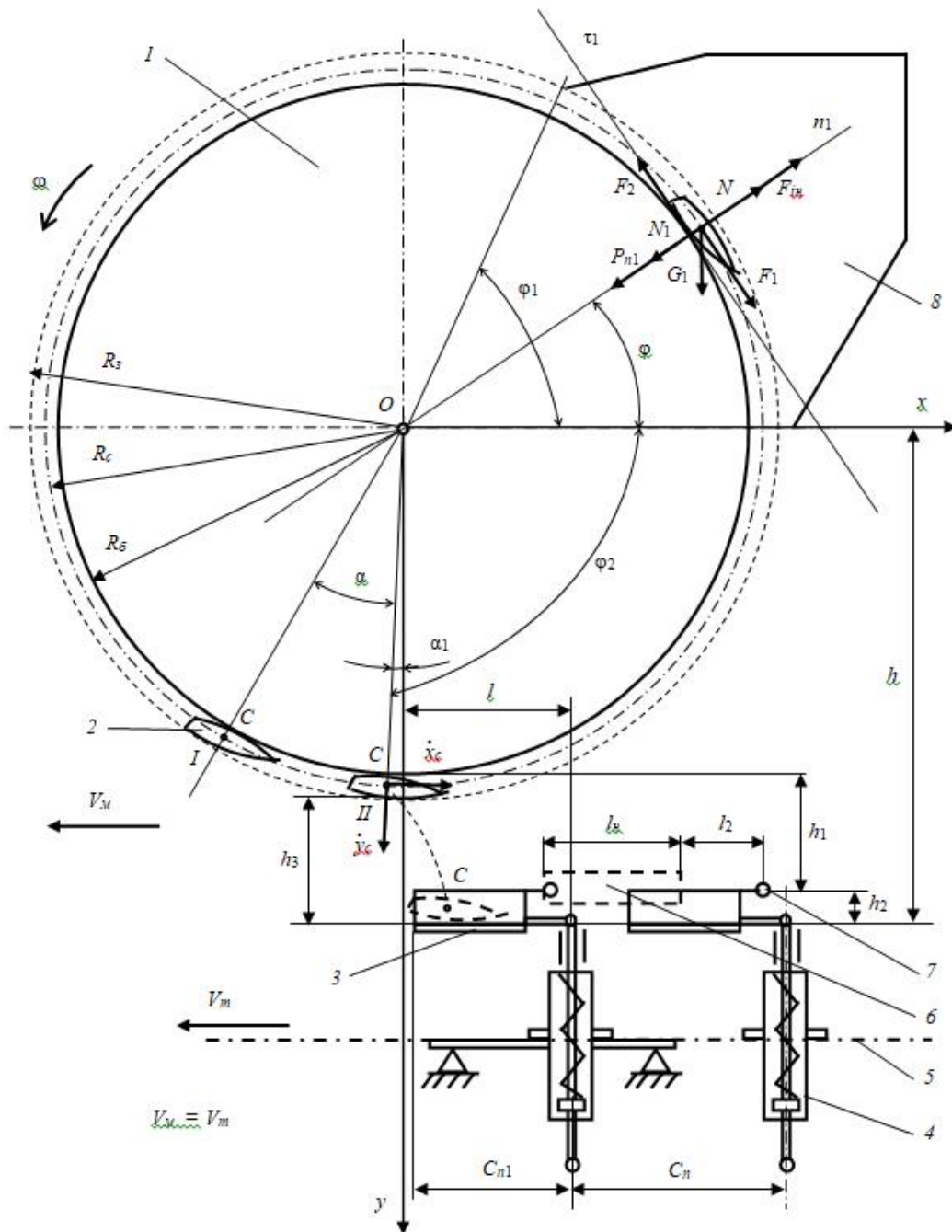
Враховуючи рівності (1), (2), з (3) одержуємо формулу для знаходження кутової швидкості барабана  $\omega$ , рад/с:

$$\omega = \frac{2pV_m}{nC_n}. \quad (4)$$

Виконаними теоретичними дослідженнями встановлено, що за незмінного кроку

між сусідніми плунжерами  $C_n = 114,3$  мм кутова швидкість  $\omega$  барабана, на поверхні якого розміщені 12 отворів, зростає від 2,29 до 6,87 рад/с зі збільшенням швидкості переміщення транс-

портера  $V_m$  від 0,5 до 1,5 м/с. Якщо таких отворів буде дев'ять, то  $\omega$  змінюватиметься в діапазоні 3,05...9,16, а за восьми – 3,44...10,31 рад/с.



**Рис. 1.** Розрахункова модель системи «барабан – зубок часнику – вилка»:

1 – барабан; 2 – зубок часнику; 3 – вилка; 4 – плунжер; 5 – транспортер ланцюговий; 6 – напрямна; 7 – куля механізму керування пальцями вилки; 8 – бункер

**Fig. 1.** The calculation model of the system «drum – garlic clove – fork»:

1 – drum; 2 – garlic clove; 3 – fork; 4 – plunger; 5 – transport chain; 6 – guideline; 7 – a ball of the control mechanism with the forks; 8 – bunker

Для дослідження параметрів пневмомеханічної системи саджалки знову скористаємося рис. 1. На зубок часнику, який знаходиться в бункері 8 і прилягає до отвору, діє сила присмокування  $P_{n1} = \Delta p \cdot S$ , сила ваги зубка  $G_1 = mg$ , напрямлена вертикально вниз,  $N_1$ ,  $F_1$  – нормальна та зсувна сили від дії інших зубків, нормальна реакція  $N$  і сила тертя  $F_2$  зубків часнику об матеріал поверхні барабана.

Згідно з принципом Даламбера [9], якщо ще прикласти відцентрову силу інерції  $F_{in} = m \cdot \omega^2 \cdot R_c$ , напрямлену по нормалі  $n_1$ , то можна скласти два рівняння рівноваги:

$$\sum_{i=1}^k F_{ini} = 0 \quad N + m\omega^2 R_c - N_1 - \Delta p S - mg \sin j = 0 ;$$

$$\sum_{i=1}^k F_{iti} = 0 ; \quad F_2 - F_1 - mg \cos j = 0 ; \quad (5)$$

$$(0 \leq j \leq j_1),$$

де  $\Delta p$  – різниця тисків ззовні та всередині барабана, Н/м<sup>2</sup>;  $m$  – маса зубка часнику, кг;  $g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;  $R_c$  – радіус барабана за центром маси зубка часнику, присмоктаного до отвору на його поверхні, м;  $\varphi$  – змінний кут, який визначає положення зубка часнику на барабані, що обертається з кутовою швидкістю  $\omega$ , град;  $\varphi_1$  – змінний кут, який відповідає ділянці барабана, де відбувається присмокування до його поверхні зубка часнику, град.

З першого рівняння знаходимо нормальну реакцію  $N$ , а з другого – силу тертя  $F_2$ :

$$N = N_1 + \Delta p S + mg \sin j - m\omega^2 R_c ;$$

$$F_2 = F_1 + mg \cos j . \quad (6)$$

Щоб не було проковзування зубка по поверхні барабана, сила тертя повинна бути меншою від граничного значення, тобто

$$|F_2| < fN , \quad (7)$$

де  $f$  – коефіцієнт тертя ковзання зубка часнику об матеріал поверхні барабана.

Підставивши вирази (6) у (7), отримаємо:

$$|F_1 + mg \cos j| < f(\Delta p S + N_1 + mg \sin j - m\omega^2 R_c) . \quad (8)$$

Звідси знаходимо необхідну силу присмокування зубка часнику до поверхні барабана

$$\Delta p S > \frac{|F_1 + mg \cos j|}{f} - mg \sin j - N_1 + m\omega^2 R_c . \quad (9)$$

Якщо зубок часнику, присмоктаний до отвору на поверхні барабана, знаходиться поза бункером, то  $F_1 = N_1 = 0$  і нерівність (9) спрощується до вигляду

$$\Delta p S > \frac{mg \cos j}{f} - mg \sin j + m\omega^2 R_c , \quad (10)$$

де  $(j_1 \leq j \leq 2p - j_2)$ ;  $\varphi_2$  – змінний кут, який відповідає ділянці барабана, на якій відсутні зубки часнику, град.

У цьому разі найбільше значення присмокувальної сили буде за  $\varphi = \pi = 180^\circ$ , тобто:

$$\Delta p S > \frac{mg}{f} + m\omega^2 R_c . \quad (11)$$

Як показали теоретичні дослідження, зі збільшенням радіуса барабана від 0,2912 до 0,4368 м, на поверхні якого розміщено 12 отворів, а його кутова швидкість  $\omega = 6,8714$  рад/с, сила присмокування  $P_{n1}$  зубків часнику масою  $m = 8$  г зростає в межах 0,3754 – 0,4304 Н. Якщо кількість отворів на поверхні барабана зменшити до дев'яти і залишити незмінними його радіуси, а кутову швидкість збільшити до 9,1618 рад/с, то сила присмокування таких самих зубків змінюватиметься в межах 0,4639 – 0,4883 Н; відповідно для  $n = 8$  шт. і  $\omega = 10,3071$  рад/с,  $P_{n1}$  становитиме 0,5176 – 0,6413 Н.

Аналогічні закономірності спостерігаються й під час теоретичних досліджень зубків часнику масою 2 та 5 г. Різняться вони тільки межами змін числових значень окремих показників. Найменше ж значення сили присмокування спостерігається за використання барабана радіусом  $R_b = 0,2912$  м з дванадцятьма отворами на поверхні, до яких приєднані зубки часнику масою 2 г –  $P_{n1} = 0,0686$  Н. При цьому швидкість руху транспортера саджалки  $V_m = 0,5$  м/с, а відповідна їй кутова швидкість барабана  $\omega = 2,2905$  рад/с.

Від'єднавшись від отворів на поверхні барабана, зубок часнику падає на нижній палець вилки, а тому дослідимо його рух після відокремлення і до моменту захоплення його боковими пальцями вилки. Виберемо декартову систему координат  $Oxy$  (див. рис. 1), яка рухається поступально разом з машиною (саджалкою) з постійною швидкістю  $V_m$ . Нехай у положенні зубка  $II$ , яке характеризується центральним кутом  $\alpha_1$ , на нього перестає діяти присмокувальна сила ( $\Delta p = 0$ ). Саме в цей момент він і відокремлюється від отвору на поверхні барабана.

Тоді на зубок буде діяти тільки сила ваги  $G_1$  і диференціальні рівняння відносного руху його центра мас матимуть вигляд:

$$\begin{cases} m \frac{d^2 x_c(t)}{dt^2} = 0; \\ m \frac{d^2 y_c(t)}{dt^2} = mg, \end{cases} \quad (12)$$

де  $x_c(t)$ ,  $y_c(t)$  – зміна координат центра мас зубка часнику в часі.

Розв'язок рівнянь (12) повинен задовольняти початкові умови:

$$\begin{aligned} \text{при } t = 0 \quad & x_c(0) = -R_c \sin a_1; \\ & y_c(0) = R_c \cos a_1; \\ & \dot{x}_c(0) = wR_c \cos a_1; \\ & \dot{y}_c(0) = wR_c \sin a_1. \end{aligned} \quad (13)$$

Отже, розв'язок диференціальних рівнянь (12) з урахуванням початкових умов (13) буде таким:

$$\begin{aligned} x_c(t) &= wR_c t \cos a_1 - R_c \sin a_1; \\ y_c(t) &= wR_c t \sin a_1 + R_c \cos a_1 + \frac{gt^2}{2}, \end{aligned} \quad (14)$$

де ( $t \geq 0$ ).

У деякий момент часу  $t_1$  зубок часнику падає на нижній палець, який знаходиться на рівні нижньої площини пальців вилки, і в цей момент ордината його центра мас становитиме:

$$y_c(t_1) = h - (R_3 - R_c) = R_\delta + h_1 + h_2 - (R_3 - R_c), \quad (15)$$

де  $h_1$  – відстань від нижньої точки барабана до нижнього пальця вилки, м;  $h_2$  – висота бокових пальців вилки, м;  $R_\delta$  – радіус барабана, м;  $R_3$  – радіус барабана за розміром (за товщиною або за шириною) зубка часнику, присмоктаного до отвору на його поверхні, м.

Підставляємо (15) у (14) і друге його рівняння розв'язуємо відносно  $t_1$ , а саме:

$$t_1 = -\frac{wR_c}{g} + \sqrt{\left(\frac{wR_c}{g}\right)^2 + (y_c(t_1) - R_c \cos a_1) \frac{2}{g}}. \quad (16)$$

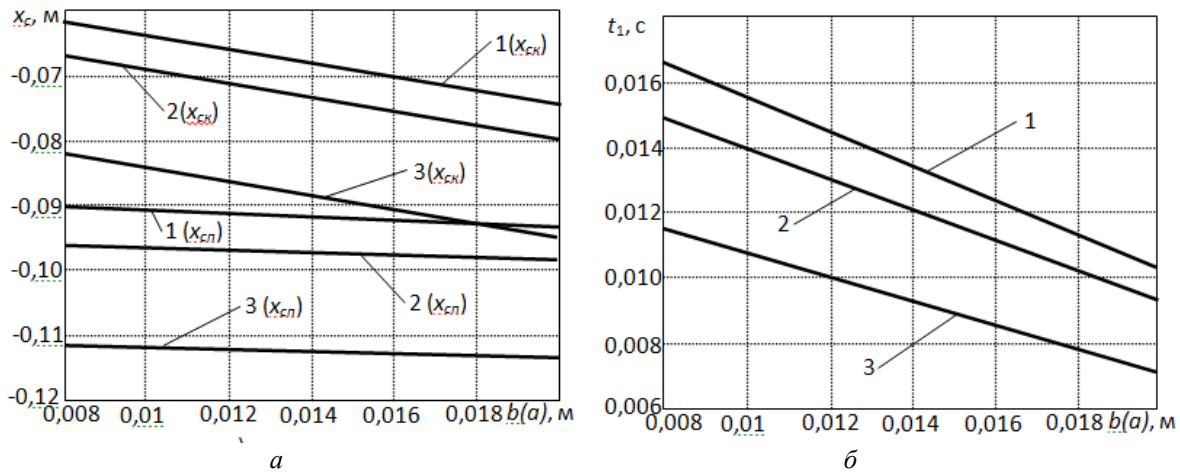
Отримане  $t_1$  підставляємо у (14), з першого рівняння якого знаходимо абсцису  $x_c(t_1)$ :

$$\begin{aligned} x(t_1) &= wR_c \left( \sqrt{\left(\frac{wR_c}{g}\right)^2 + \frac{2}{g}(y_c(t_1) - R_c \cos a_1)} - \right. \\ &\quad \left. - \frac{wR_c}{g} \right) \cos a_1 - R_c \sin a_1. \end{aligned} \quad (17)$$

Оскільки  $R_c$  і  $R_3$  можуть змінюватися в певних межах залежно від розмірів зубка, то й значення абсциси  $x_c(t_1)$  і часу  $t_1$  відповідно можуть змінюватися в певних межах:

$$\begin{aligned} t_{1\min} &\leq t_1 \leq t_{1\max}; \\ x(t_{1\min}) &\leq x(t_1) \leq x(t_{1\max}). \end{aligned} \quad (18)$$

Розв'язок рівнянь (16) і (17) числовим методом Рунге–Кутта в середовищі системи Matlab дозволив встановити закономірності зміни початкової ( $x_{cn}$ ) та кінцевої ( $x_{ck}$ ) абсцис центра маси під час падіння і часу  $t_1$  падіння різних за масою зубків часнику на нижній палець вилки від характерних розмірів ( $b$  – ширини та  $a$  – товщини) його поперечного перерізу (рис. 2).



**Рис. 2.** Залежність початкової ( $x_{cn}$ ) та кінцевої ( $x_{ck}$ ) абсцис центра маси (а) під час падіння і часу  $t_1$  падіння (б) зубка часнику масою  $m = 8$  г на нижній палець вилки від характерних розмірів ( $b$  – ширини ( $a$  – товщини)) його поперечного перерізу за швидкості транспортера  $V_m = 1,0$  м/с, кількості отворів на барабані  $n = 9$  шт., відстані від нижньої точки барабана до пальця вилки  $h_1 = 0,01$  м, висоти пальця вилки  $h_2 = 0,15$  м для барабанів радіусом  $R_\delta = 0,291$  м (1),  $R_\delta = 0,3276$  м (2) та  $R_\delta = 0,4368$  м (3), кутова швидкість обертання яких  $\omega = 6,1079$  рад/с

**Fig. 2.** Dependence of the initial ( $x_{cn}$ ) and the final ( $x_{ck}$ ) abscissa of the center of gravity (a) during the fall and time  $t_1$  of the fall (б) of the garlic clove of  $m = 8$  g mass on the lower finger of the fork from the characteristic sizes ( $b$  – width ( $a$  – thickness)) of its cross-section on the  $V_m = 1,0$  m/s conveyor speed, the number of holes on the drum  $n = 9$ , the distance from the bottom of the drum to the finger of the fork  $h_1 = 0,01$  m, the height of the fork  $h_2 = 0,15$  m for drums with a radius of  $R_\delta = 0,291$  m (1),  $R_\delta = 0,3276$  m (2) and  $R_\delta = 0,4368$  m (3), the angular speed of which is  $\omega = 6,1079$  rad/s

Як показали теоретичні дослідження, закономірності зміни початкової та кінцевої абсцис центра маси під час падіння різних за масою зубків часнику на нижній палець вилки мають лінійний характер і залежать від радіуса  $R_\delta$  барабана і кількості отворів  $n$  на його поверхні, від яких, своєю чергою, залежать кутові швидкості їх обертання  $\omega$ , що мають бути узгоджені зі швидкістю  $V_{mp}$  переміщення транспортера садильного апарата.

Як видно з наведених графіків, для зубків часнику масою  $m = 8$  г (див. рис. 2, а), присмоктаних до отворів ( $n = 9$  шт.) на поверхні барабана, радіус якого  $R_\delta = 0,2912$  м, мінімальне значення початкової абсциси центра маси зубків часнику під час їх падіння на нижній палець вилки характерне для ширини (товщини) зубка  $0,008$  м і становить  $(-0,093)$  м, а максимальне – для зубків, ширина (товщина) яких  $0,02$  м –  $(-0,090)$  м. Для цих же зубків за незмінних параметрів барабана кінцева абсциса центра маси зубка в момент падіння становить  $(-0,063)$  м (максимальне значення) і  $(-0,074)$  м (мінімальне значення).

Аналогічні закономірності простежуються і для барабанів, радіуси яких  $R_\delta = 0,3276$  м та  $R_\delta = 0,4368$  м. Якщо кількість отворів на барабані радіусом  $0,3276$  м залишити незмінною, то  $x_{cn}$  змінюється в межах від  $(-0,098)$  до  $(-0,097)$  м, а  $x_{ck}$  – у межах  $(-0,080) \dots (-0,068)$  м. Для барабана  $R_\delta = 0,4368$  м маємо такі діапазони змін досліджуваних параметрів:  $x_{cn} = (-0,0113) \dots (-0,0112)$  м, а  $x_{ck} = (-0,074) \dots (-0,062)$  м. При цьому розміри зубків за товщиною (шириною) вибирали в межах  $0,008 \dots 0,020$  м.

Стосовно тривалості падіння відокремленого від отворів на барабані зубка часнику до моменту його контакту з нижнім пальцем вилки, теоретичними дослідження встановлено, що між часом  $t_1$  (див. рис. 2, б) і розмірами зубка  $b(a)$  існує прямо пропорційна залежність, причому чим менший радіус барабана, тим тривалішим є час падіння зубка. Так, для  $R_\delta = 0,2912$  м мінімальний час падіння зубка на нижній палець вилки  $t_{1min}$  становить  $0,0103$  с ( $b(a) = 0,008$  м), а максимальний  $t_{1max} = 0,0166$  с ( $b(a) = 0,020$  м). Найнижчі межі змін часу  $t_1$  притаманні барабану радіусом  $0,4368$  м. Вони лежать у діапазоні  $0,0071 \dots 0,0115$  с. Це пояснюється ще й тим, що момент (кут) відривання зубків від отворів барабана також змінюється і чим більший радіус барабана, тим він менший.

Для зубків масою  $2$  і  $5$  г характерні аналогічні залежності, що відображені на графіках (див. рис. 2). Відмінними є тільки числові

значення досліджуваних показників, особливо зі зміною кількості отворів на поверхні барабана до восьми і до дванадцяти.

У момент падіння зубка на нижній палець вилки два її бокові пальці повинні бути повністю розкритими протягом відрізка часу

$$t_2 = (t_{1max} - t_{1min}) . \quad (19)$$

Це означає, що довжина  $l_n$  напрямної б (див. рис. 1), при якій вилка повністю відкрита, становить

$$l_n = V_m t_2 . \quad (20)$$

У момент відривання зубка від отвору на барабані відстань від осі плунжера до осі  $O_u$  становить

$$l = C_{n1} + V_m t_{1min} + x(t_{1min}) . \quad (21)$$

У цьому разі відстань  $l_2$  від куль 7 (див. рис. 1) механізму керування пальцями вилки до напрямної б, при якій пальці вилки повністю відкриті, обчислюємо за формулою

$$l_2 = V_m t_{1min} . \quad (22)$$

Мінімальне значення кута  $\alpha_1$ , за якого перестає діяти присмоктувальна сила і зубок часнику відривається від отвору на поверхні барабана, знайдемо з умови, щоб зубок, який є защемленим між пальцями вилки, не зустрівся (не контактував) із наступним зубком, приєднаним до отвору на барабані через кут  $\alpha$ .

Для визначення кута  $\alpha_1$  відривання зубка скористаємося рис. 1, з якого видно, що має місце співвідношення

$$\cos \alpha_1 = \frac{h - h_3}{R_3^{max}} , \quad (23)$$

де  $h$  – відстань від осі обертання барабана до площини зубка, захопленого пальцями вилки, м,

$$h = R_\delta + h_1 + h_2 ; \quad (24)$$

$R_3^{max}$  – радіус барабана за максимальним розміром (за товщиною або за шириною) зубка часнику, присмоктаного до отвору на його поверхні, м;

$h_3$  – відстань, що характеризує максимальний розмір зубка часнику за шириною (товщиною), м;

$$h_3 = b(a)_{max} = R_3^{max} - R_\delta , \quad (25)$$

де  $b(a)_{max}$  – максимальна товщина (ширина) зубка, м.

З урахуванням (25) вираз (23) матиме вигляд

$$\cos \alpha_1 = \frac{h - b(a)_{max}}{R_\delta + b(a)_{max}} . \quad (26)$$

Звідси знаходимо значення кута  $\alpha_1$  відривання зубка часнику від отворів на поверхні барабана

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= \arccos\left(\frac{h - b(a)_{max}}{R_\delta + b(a)_{max}}\right) = \\ &= \arccos\left(\frac{R_\delta + h_1 + h_2 - b(a)_{max}}{R_\delta + b(a)_{max}}\right) \end{aligned} \quad (27)$$



На підставі виконаних досліджень встановлено, що кут  $\alpha_1$  відривання зубка залежить від його максимальних розмірних параметрів і радіуса барабана незалежно від кількості отворів на ньому та кутової швидкості  $\omega$ . Саме за товщиною (шириною) зубка вибирають висоту бокових пальців вилки  $h_2$  і встановлюють відстань від нижньої точки барабана до нижнього пальця вилки  $h_1$ . Так, для  $b(a)_{max} = 0,010$  м  $h_1 = 0,005$  м, а  $h_2$  становить 0,010 м. За таких умов кут відривання зубка  $\alpha_1$  для барабана, радіус  $R_6$  якого становить 0,2912, 0,3276 та 0,4368 м, складає відповідно 10,45, 9,87 та 8,58 град. Якщо  $b(a)_{max} = 0,015$  м, то  $h_1$  слід збільшити до 0,008 м, а  $h_2$  не має бути меншим за 0,013 м. У такому разі для вже відомих радіусів  $R_6$  кут  $\alpha_1$  становить 13,90, 13,14 і 11,44 град. Коли  $b(a)_{max} = 0,020$  м,  $h_1$  встановлюють на рівні 0,010 м, а  $h_2 = 0,015$  м, то для радіуса  $R_6 = 0,2912$  м кут  $\alpha_1$  складає 17,86 град, якщо  $R_6 = 0,3276$  м, то  $\alpha_1 = 16,89$  град і для  $R_6 = 0,4368$  м  $\alpha_1 = 14,72$  град.

**Висновки.** Теоретичними дослідженнями системи «барабан – зубок часнику – вилка» встановлено таке:

1. Зі зменшенням кількості отворів для присмоктування зубків часнику на поверхні барабана його кутова швидкість  $\omega$  і відповідна їй швидкість  $V_m$  переміщення транспортера зростають.

2. Сила присмоктування  $P_{n1}$  зубків часнику до поверхні барабана зростає зі збільшенням його кутової швидкості  $\omega$ , зменшенням кількості отворів на його поверхні та збільшенням маси  $m$  зубка, що до них приєднується.

3. Закономірності зміни початкової та кінцевої абсцис центра маси різних за масою зубків часнику під час їх падіння на нижній палець вилки мають лінійний характер і залежать від радіуса  $R_6$  барабана та кількості отворів  $n$  на його поверхні.

4. Між часом  $t_1$  падіння відокремленого від отворів на барабані зубка часнику до моменту його контакту з нижнім пальцем вилки і розмірами зубка  $b(a)$  існує прямо пропорційна залежність, причому зі зменшенням радіуса барабана тривалішим стає час падіння зубка.

5. Кут  $\alpha_1$  відривання зубка залежить від його максимальних розмірів за товщиною (шириною) і радіуса барабана, незважаючи на кількість отворів на ньому та його кутову швидкість  $\omega$ , а також висоти бокових пальців вилки  $h_2$  і відстані від нижньої точки барабана до нижнього пальця вилки  $h_1$  плунжера садильного апарата.

### Бібліографічний список

1. Аксенов А. Г. Повышение качества посадки лука-севка с разработкой и обоснованием параметров вибрационно-пневматического высаживающего аппарата: дисс. ... канд. техн. наук. Пенза, 2011. 142 с.
2. Бойко А. І., Банний О. О., Попик П. С. Аналіз зусиль, що діють на зернини при переміщенні їх дозуючим елементом пневмомеханічного апарата торцевої дії. *Науковий вісник Житомирського національного агрокологічного університету*. Житомир, 2014. Вип. 2 (45), т. 4, ч. 1. С. 258–263.
3. Емельянов П. А., Ибрагимов Н. М. Введение в теорию ориентирования тел техническими средствами в сельскохозяйственных технологических процессах. Пенза: РИО ПГСХА, 2007. 128 с.
4. Кузенко Д. В., Семен О. Я. Машина для садіння зубків часнику. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2017. № 21. С. 114–118.
5. Кузенко Д. В., Семен О. Я., Гошко З. О., Семен Я. В. Дослідження розмірно-масових показників зубків часнику. *Сільськогосподарські машини: зб. наук. статей*. Луцьк, 2018. Вип. 39. С. 86–93.
6. Лихацкий В. И. Чеснок. Биология и технология выращивания: практ. пособие. Киев: Изд-во УСХА, 1990. 96 с.
7. Ніщенко І. О., Левчук О. В. Теоретичне обґрунтування конструкційних параметрів пристрою для дозованого розселення подізуса. *Вісник Львівського державного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2002. № 6. С. 152–158.
8. Semen O., Kuzenko D., Semen Ya. A machine for oriented planting of garlic teeth. *TEKA. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*. Lublin; Rzeszów, 2017. Vol. 17, No. 2. P. 55–60.
9. Погорельый Л. В. Пневматические сеялки. Конструирование и расчет. Киев: Техника, 1992. 222 с.
10. Свірень М. О. Елементи теорії пневмомеханічного апарату для однозернового висіву насіння зернових культур. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: загальнодерж. міжвідом. наук.-техн. зб.* Кіровоград, 1999. Вип. 27. С. 158–164.
11. Свирень Н. А. Механика процесса присасывания семян к отверстию высевающего диска. *Сборник научных трудов ВИМ*. Москва, 1990. Т. 124. С. 46–48.
12. Семен О. Я. Визначення динамічного коефіцієнта тертя зубків часнику. *Сучасні проблеми землеробської механіки: матеріали XVII Міжнар. наук. конф., присвяч. 116-річчю з дня народження академіка П. М. Василенка (Суми, 17-18 жовт. 2016 р.)*. Суми, 2016. С. 81–84.
13. Семен О. Я. Визначення коефіцієнта та кута зовнішнього тертя зубків часнику. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2016. № 20. С. 162–167.
14. Семен О. Я., Кузенко Д. В., Семен Я. В. Аналітична модель зубка часнику. *Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету: Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація*. Кропивницький, 2018. Вип. 31. С. 40–46.

15. Семен О. Я. Обґрунтування способу садіння часнику машиною з ланцюгово-плунжерним садильним апаратом. *Перспективи і тенденції розвитку конструкторської та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь*: матеріали IV Всеукр. наук.-практ. конф. (Житомир, 28-29 берез. 2018 р.). Житомир, 2018. С. 27–29.

16. Семен О. Я. Саджалка зубків часнику. *Молодь та сільськогосподарська техніка у XXI столітті*: матеріали XIV Міжнар. форуму молоді (Харків, 5-6 квіт. 2018 р.). Харків, 2018. С. 17.

17. Снітинський В. В., Ліщак Л. П., Ковальчук Н. І., Ліщак І. О. Часник на фермському полі та присадибній ділянці. Львів: Укр. бестселер, 2010. 110 с.

18. Соколов В. А. Обоснование параметров вилочного захвата аппарата точного посева лука-севка. *Научно-технический бюллетень / Всесоюзный НИИ механизации сельского хозяйства*. Москва, 1981. Вып. 48.1. С. 20–23.

19. Шведик М. С., Решетило О. М. Аналіз дії сили тиску зернового шару на насінину, що знаходиться в комірчині конічного висівного елемента при його обертанні. *Наукові нотатки*. Луцьк, 2002. Вип. 10. С. 248–254.

20. Шведик М. С., Степанюк О. М. Визначення сили присмокування насінини до комірчки конічного висівного елемента з вертикальною віссю обертання. *Сільськогосподарські машини*. Луцьк, 1995. С. 227–242.

**Семен О., Кузенко Д., Семен Я.**

### **ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ СИСТЕМИ «БАРАБАН – ЗУБОК ЧАСНИКУ – ВИЛКА» САДЖАЛКИ ЧАСНИКУ**

У статті розглянуто наукову проблему з пошуку оптимальних конструктивно-технологічних рішень під час розробки саджалки для поштучного встромлення зубків у дно борозенки на основі теоретичного обґрунтування параметрів окремих елементів системи «барабан – зубок часнику – вилка» та їх взаємного впливу на процес садіння в цілому. Встановлено, що пневмомеханічні системи набули доволі значного поширення у сільськогосподарській техніці, особливо в посівних машинах, агрегатах для внесення добрив. Використовувані ними робочі органи – це переважно диски з горизонтальною віссю обертання й отворами на торцевій поверхні, під час теоретичних досліджень яких застосовувалися подібні аналітичні моделі, основним завданням яких було визначення числового значення сили присмокування зернини до отвору диска.

Запропоновано аналітичні моделі, що враховують узгоджену роботу барабана, до отворів на поверхні якого під дією розрідження приєднані зубки часнику, та ланцюгово-плунжерного садильного апарата, вилки якого захоплюють зубки й поштучно встромляють у дно борозенки, орієнтуючи їх денцем униз, а ростком угору. Наведено розрахункову модель системи «барабан – зубок часнику – вилка». Описано методику теоретичних досліджень та отримано аналітичні залежності для встановлення сили присмокування зубків до отворів на поверхні барабана, обґрунтовано його куту швидкість обертання, узгоджену з конструктивними параметрами ланцюгово-плунжерного садильного апарата. Теоретично досліджено рух зубка часнику після відокремлення його від отвору на поверхні барабана до моменту захоплення пальцями вилки. Отримано аналітичні залежності для визначення часу падіння та кута відривання зубка від поверхні барабана, встановлено та проаналізовано основні закономірності вказаного процесу.

**Ключові слова:** зубок часнику, барабан, вилка, сила присмокування, швидкість, час.

**Semen O., Kuzenko D., Semen Ya.**

### **THEORETICAL STUDY OF PARAMETERS OF THE «DRUM – GARLIC CLOVE – FORK» SYSTEM OF THE GARLIC PLANTER**

The article deals with the scientific problem of finding the optimal structural and technological solutions during the development of planter for single-piece insertions of the garlic clove into the bottom of the furrow on the basis of the theoretical substantiation of the individual elements parameters of the «drum – garlic clove – fork» system and its mutual influence on the process of garlic planting in general.

An analysis of recent publications was found that pneumatic mechanical systems have become quite widespread in agricultural machinery, especially in planting and seeding machines, fertilizer aggregates. The working bodies used in these machines are mainly discs with a horizontal axis of rotation and apertures on the end surface. During the theoretical research of working bodies, similar analytical models were used. The main task of study was to determine the magnitude of the suction force of the grain to the disk aperture.

For the examined planter the analytical models that take into account the coordinated work of the drum with the garlic cloves and the chain plunger planting apparatus are developed. The garlic cloves are attached to the apertures on the drum surface under the action of rarefaction (suction force). The forks of chain plunger planting apparatus take the garlic cloves and insert them into the bottom of the furrow with cloves centering of downwards to down and germinating to up. The calculation model of the system «drum – garlic clove – fork» is developed and analyzed.

The method of theoretical research is described and analytical dependencies are obtained for establishing the force of suction of the cloves to the apertures on the surface of the drum. It is established that the force of suction of garlic clove to the surface of the drum was increased with increase of drum angular velocity, with reduce of the number of openings on its surface and with increase of the mass of the cloves attached to them.

The angular speed of the drum, harmonized with the structural parameters of the chain-plunger planting machine is substantiated. It is proved that the angular velocity of the drum was increased with the increase in the speed of transport of the conveyor and the decrease in the number of openings on its surface. In this case, the placement of plungers on the conveyor chains was constant.

The movement of the garlic clove after separating it from the aperture of the drum surface until the moment of capture it with fingers of the fork was studied theoretically. The equation is obtained and solved with a PC using by the numerical Runge Kutt method in the Matlab system. The solution of equation allowed to determine the regularities of the change of the initial and final abscissa of the garlic clove gravity center during the clove fall on the lower finger of the fork and the time of garlic clove falling with various weight from the characteristic dimensions (width (thickness) of its cross-section). It was determined the linear regularities of the change of the initial and final abscissa of the center of gravity of different in weight garlic cloves during its fall on the lower finger of the fork and depending on the radius of the drum and the number of openings on its surface. The angular velocities of the drum are coordinated with the speed of the transponder of the planting machine and depended of the radius of the drum and the number of openings on its surface.

The analytical dependences for determining the time of fall and the angle of leaving off the surface of the drum are determined, and the basic regularities of the process are established and analyzed. It is established the directly proportional dependence of the size of the clove and of the time of fall of the garlic clove separated from the holes on the drum to the moment of its contact with the lower finger of the fork. With the decrease of the radius of the drum, the falling time of the garlic clove becomes longer.

The minimum value of the angle at which the sucking force was stopped to act and the garlic clove was separated from the opening on the surface of the drum was found from the condition that the clove pinched between the fingers of the fork did not meet (not touching) with the next tooth attached to the drill hole through the same angle.

Theoretical studies have established that the angle of leaving off the clove depends on its maximum dimensions in thickness (width) and the radius of the drum, regardless of the number of opening on it and its angular velocity, as well as the height of the fork pins and the distance from the bottom of the drum to the lower finger of the plunger fork of the planting machine.

**Key words:** garlic clove, drum, fork, suction force, velocity, time.

*Стаття надійшла 26.10.2018*

**ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ВІБРАЦІЙНИХ КОНВЕЄРІВ****Петро Коруняк, к. т. н., Сергій Баранович, к. т. н., Ігор Власюк***Львівський національний аграрний університет,**вул. Володимира Великого, 1, м. Дубляни, Жовківський р-н, Львівська обл., Україна,**e-mail: baranovich1977@ukr.net, vlasdr@ukr.net*<https://doi.org/10.31734/agroengineering2018.01.086>

**Постановка проблеми.** Високоєфективним сучасне виробництво не може бути без правильно організованої та надійної роботи засобів виробничого транспорту. На підприємствах різних галузей завдяки їм відбувається переміщення сировини, напівфабрикатів між технологічним обладнанням і об'єктами, а також видалення відходів виробництва.

Тісний зв'язок конвеєрів із загальним технологічним процесом виробництва зумовлює їх високу відповідальність. Порушення роботи хоча б одного з конвеєрів у загальній транспортно-технологічній системі спричинює порушення роботи всього комплексу машин системи і підприємства в цілому [2; 14; 16].

Аналогічні проблеми стосуються також підприємств агропромислового комплексу, який охоплює як великі підприємства масового виробництва продукції, так і невеликі суб'єкти господарської діяльності, в яких задіяне обладнання має багатофункціональне призначення. Транспортувальні машини можна застосовувати не лише для виконання їх основної операції – транспортування, а й для допоміжних технологічних операцій (наприклад, сушіння, живлення, сепарування, дозування тощо), де умови й режими їх роботи необхідно змінювати.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Небагато можна назвати типів транспортувальних засобів, які б відповідали цим вимогам. До найефективніших у цьому сенсі, на нашу думку, належать вібраційні транспортувальні машини. Суттєвою особливістю віброконвеєрів є те, що переміщення вантажів здійснюється не в результаті їх сумісного руху з робочим органом, а внаслідок вібрації останнього. Тому вплив на це явище та керування цим ефектом породжує нові ідеї в проектуванні нової техніки. Ця обставина визначає низку важливих технологічних та експлуатаційних переваг вібраційного способу транспортування над іншим [2; 10].

Переміщення різноманітних вантажів уздовж вібривальної поверхні може здійснюватись як у відривному, так і в безвідривному режимах. Вибравши схему коливальної системи і джерело механічних коливань, не завжди можна одержати ефективне вібраційне транспортування виробів. Для забезпечення заданого відповідного до технологічного процесу руху вздовж транспортувального органа вони повинні задовольняти специфічні вимоги, до яких належить забезпечення постійності вертикальної складової амплітуди коливань уздовж усієї довжини транспортувального органа, достатньої жорсткості його поперечного перерізу, надійної віброізоляції всієї конструкції конвеєра. Спроектований без урахування цього конвеєр, як правило, буде мати «паразитні» крутильні коливання, від яких різко залежать значення і напрям амплітуд коливань уздовж робочого органа, що робить його непридатним, зокрема, для транспортування орієнтованих виробів [6; 8; 10; 18].

Як відомо, усі режими вібраційного транспортування виробу можна розділити на дві основні групи: безвідривні, під час яких виріб постійно перебуває в контакті з поверхнею транспортувального органа, і відривні – коли виріб на певній частині кожного циклу не торкається поверхні транспортування. Існує низка різновидностей безвідривних і відривних режимів руху, які забезпечують різну ефективність вібраційного переміщення виробів [2; 10–12].

На практиці найбільшого застосування набули способи вібротранспортування, які реалізуються в резонансних коливальних системах, тобто здійснюються під дією гармонічних коливань транспортувальних органів вібраційних машин.

Прямолінійні траєкторії гармонічних коливань, які здійснюються під кутом до поверхні робочого органа, можна реалізувати налаштуванням коливальної системи з пружними елементами у вигляді прямолінійних похилих стрижнів на режим роботи, близький до резонансного. За такого налаштування достатньо мінімальних зусиль віброзбудників.

Найефективнішими режимами транспортування стали відривні режими, що забезпечують максимальні ККД процесу та достатньо високі і стабільні швидкості руху. Проте для цього необхідно дотриматись умов динамічної рівноваги коливальної системи конвеєра. Їх реалізація, тобто відсутність «паразитних» крутильних коливань, відбудеться з однієї сторони, коли лінія, що з'єднує центри мас транспортувального органа і реактивного елемента, збігатиметься з напрямом коливань, або з іншої – коли центри мас транспортувального органа і реактивного елемента суміщені [6; 7; 10].

Набагато складнішим є питання модернізації вібраційних конвеєрів з рознесеними центрами мас їх коливальної системи, оскільки ефективність їх роботи (транспортування виробів чи виконання якоїсь технологічної операції) можлива лише за умови, коли лінія центрів мас збігається із заданим напрямом коливань [1; 20]. Запропоновані новації можна використати лише під час налаштування обладнання, а всі інші конструкторські рішення призводять до створення нового обладнання.

Цілковите усунення або вплив на розмах «паразитних» кутових коливань робочого органа можна реалізувати в конструкції з пружною системою, яка складається з декількох непаралельних плоских пружин, осі яких перетинаються в одній точці, розташованій зі сторони реактивного вантажу [17]. Це значно спрощує конструкцію і налаштування віброконвеєра, зменшує масу транспортувального органа і конструкції загалом.

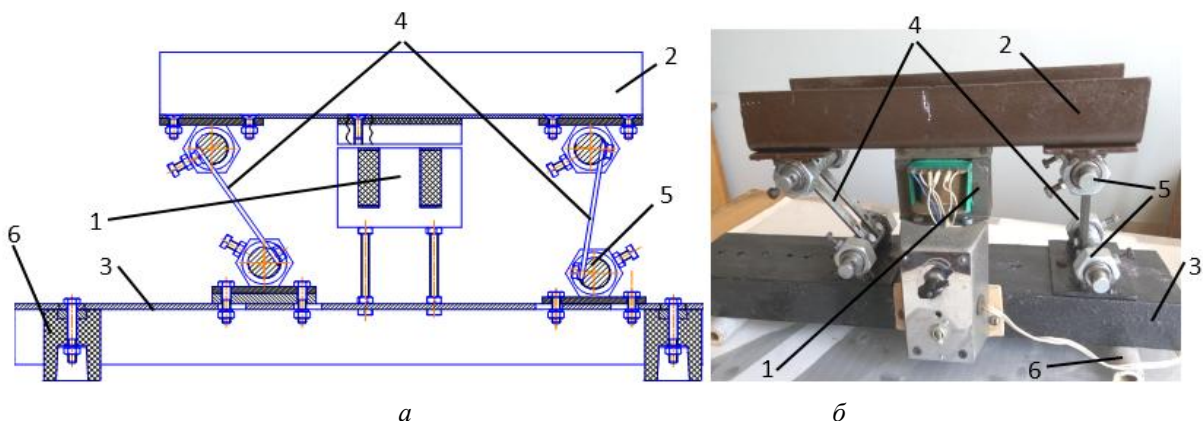
Крім того, у деяких випадках технологічно доцільно одержати рівномірний рух, що умож-

ливіється за рахунок змінного (регульованого) встановлення плоских пружин. Для забезпечення рівномірного руху виробу вздовж транспортувальної поверхні за такого розташування пружинних елементів (рис. 1) необхідно, щоб їх осі перетиналися в заданій розрахунковій точці, яка залежить від параметрів механічної системи [9].

Розв'язання поставленої технічної задачі можливе за допомогою використання запропонованої конструкції опорного вузла (кронштейна) для кріплення кінців плоских пружин.

Сутність конструктивного вирішення полягає в тому, що регулювання «паразитних» кутових коливань механічної системи і кута нахилу плоских пружин 4 здійснюється за допомогою повороту осі шарнірних кронштейнів 5 [5; 9; 19]. Використовуючи цей прийом налаштування віброконвеєра, можна забезпечити задані умови й напрям переміщення вантажу вздовж транспортувального органа конвеєра.

Ефективне вібротранспортування виробів у безвідривних режимах забезпечується еліптичними траєкторіями гармонічних коливань. У резонансних конструкціях еліптичні траєкторії реалізуються під час незалежного збудження зсунутих за фазою поздовжніх і нормальних до поверхні синхронних прямолінійних гармонічних коливань. У низці праць [2; 10] викладено результати досліджень динамічної рівноваги коливальних систем, причин та способів впливу на амплітуду і форму коливань точок поверхні транспортувального органа.



**Рис. 1.** Вібраційний конвеєр з довільно розташованими плоскими пружинами:

*a)* конструктивна схема; *б)* дослідне обладнання:

1 – електромагнітний вібратор; 2 – транспортувальний орган; 3 – нижня маса;

4 – плоскі пружини; 5 – кронштейн; 6 – амортизатор

**Fig. 1.** Vibration conveyor with arbitrary flat springs:

*a)* design diagram; *b)* experimental equipment:

1 – electromagnetic vibrator; 2 – transportation authority; 3 – lower mass;

4 – flat springs; 5 – bracket; 6 – shock absorber

Аналізуючи режими роботи віброконвеєрів з прямолінійними й еліптичними траєкторіями коливань і варіанти їх вдосконалення, можна зробити такі висновки.

По-перше, найкомпактнішими є конструкції конвеєрів зі суміщеними центрами мас. Ця обставина набагато полегшує завдання модернізації такого типу конвеєрів з погляду універсальності і багатофункціонального їх застосування. До таких транспортних засобів слід зарахувати віброконвеєри з незалежними коливаннями. Завдяки зміні параметрів і режиму роботи можна одержати необхідні форму коливань і напрям руху. Проте, по-друге, експлуатація такого обладнання вимагає високої інженерної та технічної підготовки персоналу, який його обслуговує.

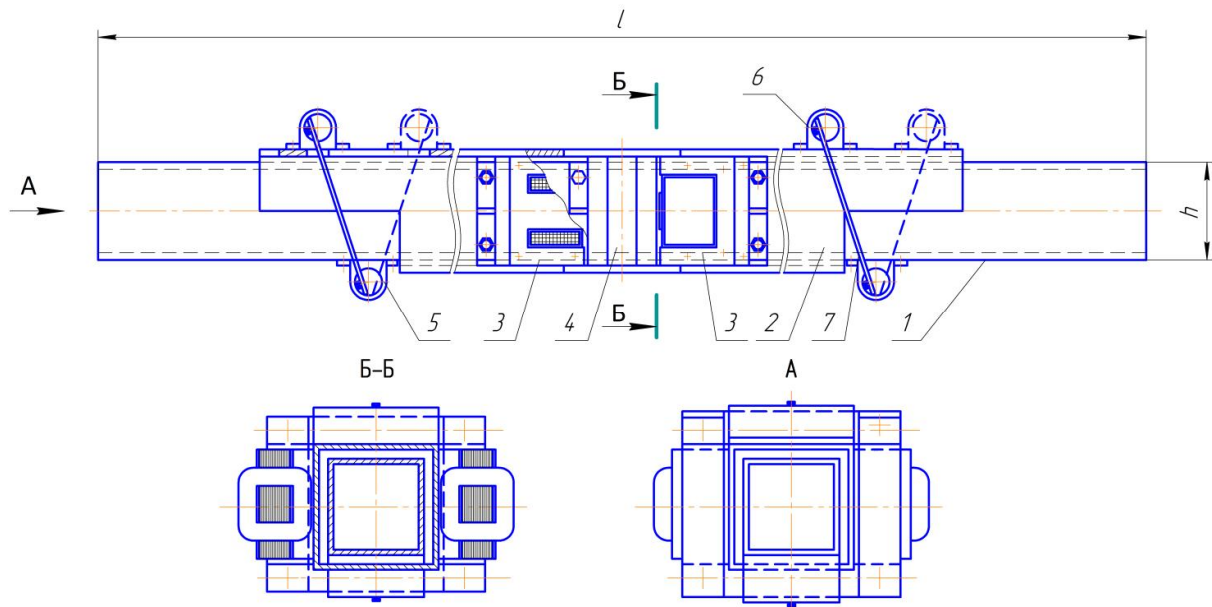
Простіші в технологічній підготовці до роботи та обслуговуванні віброконвеєри, які працюють у відривному режимі, зі суміщеними центрами мас. У цьому разі в конструкції конвеєра необхідно передбачити можливість регулювання кута та зміни напрямку нахилу пружної підвіски.

**Постановка завдання.** Метою роботи є обґрунтування параметрів роботи та конструкцій віброконвеєрів з можливістю регулювання положення їх пружних елементів, що дасть змогу впливати на технологічні та функціональні можливості обладнання, де застосовуються такі віброконвеєри.

**Виклад основного матеріалу.** На рис. 2 показано конструктивну схему трубчастого конвеєра зі суміщеними центрами коливальних мас. Він складається з коаксіально розташованих робочої маси 1 (транспортувального органа) і реактивної маси 2 та електромагнітного вібратора, що складається зі статора 3 і якоря 4.

Конвеєр оснащений двома спареними вібраторами, підключеними за двотактною схемою. У двотактних вібраторах два електромагніти, одним із яких якорі притягується, а другим відштовхується. Це означає, що збурювальна сила електромагнітів (притягувальна сила) діє в обох напрямках, завдяки чому не виникають додаткові навантаження на його пружну систему. Тому вони вважаються досконалішими, оскільки дозволяють зберегти симетричність струму, що унеможливує внесення викривлень у мережу живлення та підвищує потужність вібраційної машини.

Обидві коливальні маси пов'язані між собою пружними елементами у вигляді плоских пружин 5, які одним кінцем, у даному виконанні, кріпляться до нерухомого шарнірного кронштейна 6 на реактивній масі 2, а другим – до рухомого шарнірного кронштейна 7 на робочому органі 1. Переміщенням останнього вздовж напрямних та поворотом їх осі з подальшим фіксуванням можна плавно змінювати кут нахилу плоских пружин 5.



**Рис. 2.** Конструктивна схема трубчастого конвеєра зі суміщеними центрами коливальних мас: 1 – транспортувальний орган; 2 – реактивна маса; 3 – статор та 4 – якорь електромагнітного приводу; 5 – плоскі пружини; 6 – нерухомий шарнірний кронштейн; 7 – рухомий шарнірний кронштейн

**Fig. 2.** Constructive scheme of a tubular conveyor with combined centers of oscillatory masses: 1 – transportation authority; 2 – reactive mass; 3 – stator and 4 – anchor of electromagnetic actuator; 5 – flat springs; 6 – fixed hinged bracket; 7 – movable hinged bracket



Для аналізу роботи описаної конструкції конвеєра розглянемо рух тіла вздовж горизонтальної вібрувальної поверхні [15; 16]. Під дією гармонічних коливань, які реалізуються електромагнітним приводом, рівняння його коливань мають такий вигляд:

переміщення

$$S = \frac{A_0}{2} (1 - \cos \omega t); \quad (1)$$

швидкість переміщення

$$u = \frac{A_0 \cdot \omega}{2} \sin \omega t; \quad (2)$$

прискорення

$$a = \frac{A_0 \cdot \omega^2}{2} \cos \omega t; \quad (3)$$

де  $A_0$  – розмах коливань, мм;  $\omega = 2\pi\nu$  – колова або циклічна частота коливань;  $\nu$  – частота коливань, 1/с;  $t$  – час, с.

На тіло, що розташоване на вібрувальній поверхні, діють такі сили: сила тертя  $F$ , сила опору, яка намагається змитити тіло разом з поверхнею, сила інерції  $F_{ин}$ , рушійна сила, сила тяжіння.

Сила тертя

$$F = Rf = f(mg \pm masin a), \quad (4)$$

де  $R$  – реакція сил, що діють на поверхню;  $f$  – коефіцієнт тертя спокою тіла;  $\alpha$  – кут нахилу підвіски (пружин).

Під час руху вперед (рис. 3, а)

$$R = mg - masin a, \quad (5)$$

тоді

$$F = f(mg - masin a). \quad (6)$$

Проковзування тіла відносно поверхні вперед відбувається тоді, коли сила інерції є більшою від сили тертя:

$$macosa > f(mg - masin a). \quad (7)$$

Максимальне прискорення вібрувальної поверхні залежить від амплітуди її коливання. Значення прискорення (критичне), за якого починається переміщення, визначається з виразу

$$macosa = f(mg - masin a), \quad (8)$$

звідки

$$a_{kp} = \frac{gf}{\cos a + f \sin a}.$$

Коли ж прискорення змінює свій напрям, умова проковзування набуває вигляду (рис. 3, б):

$$macosa > f(mg + masin a), \quad (9)$$

а проковзування тіла відносно поверхні назад відбувається за умови критичного прискорення

$$a'_{kp} = \frac{gf}{\cos a - f \sin a}. \quad (10)$$

Найзручнішим критерієм оцінювання режиму переміщення виробу вібрувальною поверхнею є амплітудний, тобто значення амплітуди коливання в горизонтальній площині  $A_2$ . І дійсно, якщо прискорення в горизонтальній площині

$$a \cos a = \frac{A_0 \omega^2 \cos a}{2}, \quad (11)$$

тоді за амплітуди коливання

$$A_{2max} = \frac{A_0 \cos a}{2} \quad (12)$$

будемо мати

$$a \cos a = A_{2max} \omega^2.$$

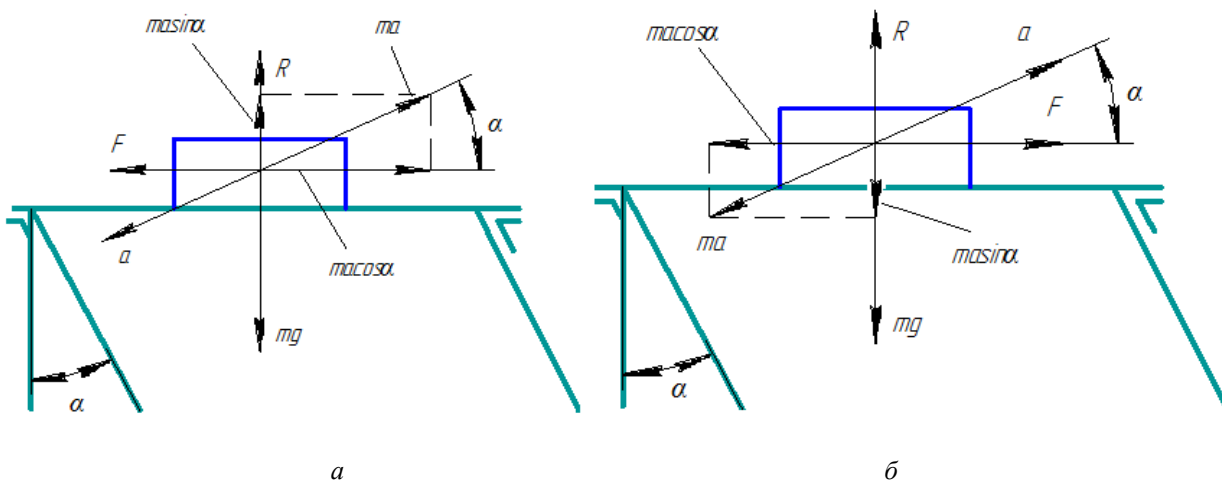


Рис. 3. Схема сил, що діють на транспортоване тіло  
Fig. 3. Scheme of forces acting on the transport body

Критична амплітуда коливання, за якої деталь починає проковзувати вперед площиною, становить

$$A^* = \frac{gf}{w^2(1+ftga)}. \quad (13)$$

У разі зміни напрямку прискорення вібраторної площини

$$A^* = \frac{gf}{w^2(1-ftga)}. \quad (14)$$

Проаналізувавши наведені аналітичні залежності, можна зробити висновок, що зі зміною кута нахилу пружної підвіски змінюється не лише динамічне навантаження, а також і значення та напрями швидкостей, прискорень і сил.

Використовуючи цей прийом налаштування віброконвеєра, можна досягти заданих умов розміщення, а також компенсувати деякі його теоретичні й конструктивні хиби. Крім того, заміна напрямку нахилу пружин на протилежний уможливує зміну параметрів руху об'єкта транспортування.

Говорячи про конструкторські новації в модернізації існуючого обладнання, слід зауважити, що підвіска віброконвеєра може бути виконана у двох варіантах. Згідно з першим його підвішують за реактивну масу (або встановлюють), а щодо другого, то конвеєр опирається на основу (раму) через «нерухомі» точки плоских пружин [1, 3; 4; 10; 13]. Ці варіанти підвіски забезпечують хорошу віброізоляцію обладнання.

Отже, незначне вдосконалення конструкції конвеєра зі суміщеними центрами коливальних мас дає змогу розширити функціональні можливості та його завантаженість на виробництві.

За результатами досліджень встановлено, що ефективність роботи вібраційних конвеєрів з паралельно розташованими плоскими пружинами залежить від точності визначення геометрично-масових характеристик елементів коливальної системи, їх конструктивних параметрів та технології виготовлення.

**Висновки.** Запропоновано способи вдосконалення конструкцій двомасових вібраційних конвеєрів, в яких збудовувальна сила електромагнітів діє в обох напрямках, що дозволить запобігти виникненню додаткових навантажень у пружній системі. Застосування цього принципу приводу в віброконвеєрах буде досконалішим, оскільки дозволить зберегти симетричність струму, унеможливить внесення викривлень у мережу живлення та підвищить потужність вібраційної

машини. Також застосування такого типу вібро-транспортів дозволить полегшити їх налаштування та усунути конструктивні й технологічні неточності. Крім того, використання їх дає змогу впливати на характер та напрям руху виробу вібраторною поверхнею.

### Бібліографічний список

1. А. с. СССР № 1219488 А. Двухмассный вибрационный конвейер / В. А. Щигель. Опубл. 23.03.1986, Бюл. № 11.
2. Вибрации в технике: справочник / ред. совет: В. Н. Чоломей (председ.) и др. Москва: Машиностроение, 1981. 509 с.
3. Блехман И. И. Вибрационная механика. Москва: Физматлит, 1994. 400 с.
4. Дубровский А. А. Вибрационная техника в сельском хозяйстве. Москва: Машиностроение, 1968. 204 с.
5. Коруняк П., Яцина М., Ніщенко І. Вібраційний конвеєр з довільно розташованими плоскими пружинами. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2016. № 1. С. 150–155.
6. Коруняк П. С., Шенбор В. С., Боровець В. М. Вібраційні транспортери і транспортні системи з електромагнітним приводом для подачі зерна та зернопродуктів. *Механізовані процеси сільськогосподарського виробництва: зб. наук. праць*. Львів: ЛДСГІ, 1995. С. 40–43.
7. Коруняк П., Боровець В., Шенбор В. Дослідження кутових коливань двомасових вібраційних машин. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2010. № 14. С. 317–323.
8. Коруняк П., Шенбор В., Сиротюк С. Розрахунок конструктивних параметрів вібраційного трубчастого конвеєра з електромагнітним приводом. *Вісник Львівського державного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2002. № 6. С. 125–131.
9. Двомасовий вібраційний конвеєр: пат. на корисну модель 113461 Україна: МПК В65 G 27/08, В65 G 27/32. Опуб. 25.01.2017, Бюл. № 2.
10. Повидайло В. О. Вібраційні процеси та обладнання. Львів: Вид-во НУ «Львівська політехніка», 2004. 248 с.
11. Повидайло В. А. Гибкие вибрационные модули автоматизированных производств. 1989. Вып. 28. С. 97–101.
12. Повидайло В. О., Шенбор В. С. Протяжні вібраційні транспортні системи. *Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні: укр. міжвідом. наук.-техн. зб.* Київ, 1999. № 34. С. 23–27.
13. Спиваковский А. О. Вибрационные конвейеры, питатели и вспомогательные устройства. Москва: Машиностроение, 1972. 328 с.

14. Спиваковский А. О. Транспортирующие машины. Москва: Машиностроение, 1968. 487 с.

15. Тимошенко С. П. Колебания в инженерном деле. Москва: Машиностроение, 1985. 470 с.

16. Шаумян Г. А. Комплексная автоматизация производственных процессов. Москва: Машиностроение, 1973. 640 с.

17. Цигель В. А. Динамика двухмассового резонансного вибропитателя с непараллельно расположенными плоскими пружинами. *Известия вузов: машиностроение*. 1988. № 10. С. 91–95.

18. Цигель В. А., Шенбор В. С. Про співвідношення лінійної та кутової амплітуд коливань у двомасовій системі. *Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні: республікан. міжвідом. наук.-техн. зб. Львів: Світ, 1992. № 30. С. 59–63.*

19. Koruniak P., Nishchenko I., Shenbor V., Korendiy V. Two-mass Vibrating Conveyor with Non-parallel Flat Springs. *Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Materials Science*. 2016. Vol. 2, No. 1. P. 41–46.

**Коруняк П., Баранович С., Власюк І.**

### **ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ВІБРАЦІЙНИХ КОНВЕЄРІВ**

Висока ефективність сучасного виробництва неможлива без правильно організованої і надійної роботи засобів виробничого транспорту, який забезпечує переміщення сировини, напівфабрикатів між технологічним обладнанням та об'єктами, а також відходів виробництва. Відомі засоби переміщення вантажів, як правило, мають односторонню дію. Тому завданням інженерів-конструкторів є модернізація і вдосконалення існуючих транспортувальних машин та створення нових. Виконання поставленого завдання сприяє підвищенню коефіцієнта корисної дії використання транспортних засобів, оскільки вони можуть застосовуватись не лише для виконання їх основної операції – транспортування, а й для допоміжних технологічних операцій, таких як сушіння, живлення, сепарування, дозування тощо.

До найефективніших транспортувальних засобів, на нашу думку, можна зарахувати вібраційні транспортувальні машини, в яких переміщення вантажів здійснюється не в результаті їх сумісного руху з транспортувальним органом, а внаслідок забезпечення вібрації останнього. Існує ряд типів вібраційних конвеєрів та способів надання робочому органу спрямованих коливань. У роботі запропоновано варіант конструкції віброконвеєрів зі суміщеними центрами мас, які працюють у відривному режимі. Запропоновані конструкції конвеєра передбачають можливість регулювання кута та зміни напрямку нахилу пружної підвіски, що дозволяє змінювати напрям руху вантажу під час транспортування його в технологічному процесі. Таке виконання забезпечує широке й ефективне застосування обладнання в різних галузях виробництва та технологічних процесах. Використання такого типу обладнання забезпечує мінімальне споживання енергії, спрощує процеси технологічних налаштувань та підготовки обладнання до роботи.

**Ключові слова:** вібрація, конвеєр, транспортування, транспортувальний орган, ефективність.

**Koruniak P., Baranovych S., Vlasyuk I.**

### **ENHANCEMENT OF THE EFFICIENCY OF SHAKING CONVEYORS**

The high efficiency of modern production is ensured by properly organized and reliably working means of production transport, through which the movement of raw materials, semi-finished products between technological equipment and objects, waste products is carried out. The known means of moving goods, as a rule, are unilateral. Therefore, the task of engineers-designers is to modernize and improve the existing transport vehicles and create new ones. The accomplishment of the task contributes to increasing the efficiency of the use of vehicles, because they can be used not only for their main operation – transportation, but also for auxiliary technological operations such as drying, feeding, separating, dispensing, etc.

In our opinion, the most effective in this regard, we can include vibration transport vehicles, in which the movement of goods is carried out not as a result of their joint movement with the working body, but because of the vibration of the latter. Proper use of the equipment ensures minimal energy consumption. There are a number of types of shaking conveyors and ways to provide a carrying surface with directional oscillation. Some require special preparation in their service, while others – a constructive improvement. Therefore, in this paper a design of shaking conveyor with combined centers of masses, which operate in detachment mode is proposed. Improving the design of the conveyor provides the possibility of adjusting the angle and changing the direction of tilt of elastic suspension. This implementation enables the widespread use of equipment in various industries and their technological processes.

**Key words:** vibration, conveyor, transportation, carrying surface, efficiency.

*Стаття надійшла 27.11.2018*

## ШНЕКОВИЙ ОЛІЙНИЙ ПРЕС ЗІ СИСТЕМОЮ ОХОЛОДЖЕННЯ

**Володимир Паславський**

*Львівський національний аграрний університет,  
вул. Володимира Великого, 1, м. Дубляни, Жовківський р-н, Львівська обл., Україна,  
e-mail: paslavskiyv@i.ua*

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2018.01.092>

**Постановка проблеми.** У технологічних процесах виготовлення олії передбачається як волого-температурна обробка, так і нагрів під час відтискання. Проте, як відомо [5; 6; 8; 12; 15; 17; 20], надмірний нагрів негативно впливає на більшість поживних речовин у будь-якому продукті. Зокрема, у рослинних оліях погіршується якість тригліцеридів, вищих жирних кислот, фосфатидів, стеринів, токоферолів, які складають поживну цінність цього харчового продукту.

Значна кількість виробників пресів вказує на можливість виготовлення олії так званого «холодного відтискання» [3]. Але такі преси характеризуються малою продуктивністю та високим вмістом олії у макусі. Усунення цих недоліків супроводжується зростанням температури відтискання олії.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Переробку олійних культур методами холодного та гарячого пресування часто застосовують на вітчизняних та закордонних підприємствах [1; 5].

Для виробництва олій механічним способом із застосуванням тиску використовують шнекові та гідравлічні преси [3]. Шнекові преси поділяють за технологічним призначенням на дві групи: для попереднього відтискання олії (форпреси); для глибокого або кінцевого відтискання олії (експелери); преси подвійної дії [4; 7]. Преси першої групи, як правило, застосовують для виробництва олії «холодного відтискання». Вони характеризуються невеликою продуктивністю та відносно високим вмістом олії в макусі. Одним із методів зменшення цих недоліків є попереднє руйнування оболонки насіння олійних культур [10; 11]. Але для якомога повнішого відокремлення олії потрібно збільшувати тиск, що спричинює нагрівання та зниження якісних показників цього харчового продукту.

Зважаючи на це, запропоновано встановлення системи охолодження на шнекові олійні преси з метою підтримання оптимального температур-

ного режиму й уникнення перегрівів олії та олієвмісного матеріалу [13].

Системи охолодження бувають рідинними та газовими. Рідинні системи охолодження складаються з теплоносія (рідини), що циркулює між сорочкою охолодження і радіатором за гравітаційним методом або ж за допомогою помпи [2].

Газові системи охолодження бувають відкритого та закритого типу. Системи охолодження відкритого типу складаються з радіатора, від якого відводиться тепло за допомогою повітря природним способом або ж із нагнітанням за допомогою вентилятора.

Системи охолодження закритого типу складаються з компресора, випарника та конденсатора. У таких системах теплоносієм виступає фреон, який стискається компресором та переходить у рідкий стан і віддає тепло, перебуваючи в конденсаторі, далі він рухається до випарника через фільтр-осушник і переходить у газоподібний стан, відбираючи тепло [2].

На основі проведеного аналізу публікацій можна зробити висновок, що в процесі виробництва олії «холодного відтискання», як правило, застосовують преси малої та середньої потужності. В основному це пов'язано з особливостями застосування цієї олії в харчуванні та медицині. Така олія має відносно нетривалий термін зберігання.

**Постановка завдання.** Для «холодного відтискання» олії використовують сучасне виробниче обладнання, що оснащується різними робочими модулями. У деяких пресах здійснюється контроль за температурою, але неможливо її зменшити без втрат продуктивності. Тому метою роботи є дослідження техніко-експлуатаційних властивостей шнекового преса з охолоджувальним пристроєм запірної частини.

**Виклад основного матеріалу.** Розглянувши розмаїття методів і засобів для відведення тепла, ми обрали рідинну систему охолодження з водою

у ролі теплоносія. Це зумовлено низкою чинників: газові системи охолодження відкритого типу значно ускладнюють будову та виготовлення запірної частини преса, а закритого типу є небезпечними, оскільки в разі протікання фреон може змішуватися з олією.

Шнековий олійний прес (рис. 1) містить корпус 1 зі завантажувальним бункером 2, змонтовану на корпусі 1 циліндричну робочу камеру 3, на боковій поверхні якої виконані отвори для відведення олії в місткість відтисненої олії 4. У робочій камері 3 встановлений шнековий вал 5, змонтований в опорах обертання. На торці робочої камери 3 закріплена насадка виходу макухи 6 з лотком відведення макухи 7. Прес додатково оснащений системою охолодження 8, виконаною у вигляді змонтованого на насадці виходу макухи 6 теплообмінника 9, рідинної помпи 10, сполученої з теплообмінником 9 і радіатором 11, який також з'єднаний з теплообмінником 9. Крім цього, до складу системи охолодження 8 входить вентилятор 12, електродвигун 13 приводу рідинної помпи 10 і вентилятора 12, датчик температури 14, встановлений на теплообміннику 9, блок управління 15, з'єднаний з датчиком температури 14 й електродвигуном 13.

Пристрій управління системою охолодження малогабаритних шнекових олійних пресів (рис. 2) спроектований для вимірювання температурних показників, їх обробки, збереження й керування виконавчими елементами, такими як водяна помпа та вентилятор.

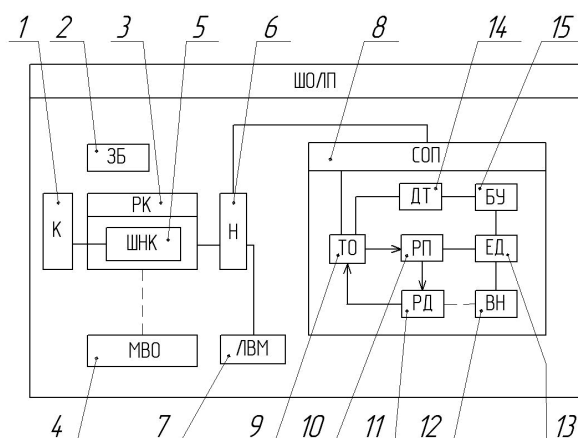
Для поставленої задачі використовується мікроконтролер ATmega328PU фірми Atmel, завдяки широкому температурному діапазону ( $-40...+85\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), низькій вартості, який обладнано 20 входами-виходами, шість із яких можуть використовуватись як 8-бітний аналого-цифровий перетворювач.

Максимальна тактова частота становить 20 МГц. Напруга живлення – від 1,8 до 5,5 В. Програмна пам'ять – 32 кБа. Мікроконтролер підтримує протоколи USTAR, SPI, I<sup>2</sup>C [9; 14].

Для визначення температури використовують цифрові датчики DS18B20. Напруга живлення – від 3 до 5,5 В. Точність вимірювання в діапазоні температур  $[(-55... -10)\text{ }^{\circ}\text{C}$  і  $(+85...+125)\text{ }^{\circ}\text{C}$ ] становить  $\pm 2\text{ }^{\circ}\text{C}$ , а в діапазоні  $(-10...+85)\text{ }^{\circ}\text{C}$  –  $\pm 0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$  [16].

Пристрій управління системою охолодження малогабаритних шнекових олійних пресів (рис. 2) працює таким чином: під час запуску мікро-

контролера 3 виконується налаштування портів; проходить опитування цифрових датчиків температури 2 та потенціометра 4, яким встановлюється максимально допустима температура олії; здійснюється логічне опрацювання отриманої інформації та відправлення сигналів на ключі управління системою охолодження 5, 6; на дворядний рідкокристалічний дисплей 9 виводяться значення температур і результати логічних опрацювань, зазначена інформація зберігається на карту пам'яті 8.



**Рис. 1.** Функціональна схема преса зі системою охолодження:

- 1 – корпус; 2 – завантажувальний бункер;
- 3 – робоча камера; 4 – місткість для відтисненої олії;
- 5 – шнековий вал; 6 – насадка для виходу макухи;
- 7 – лоток; 8 – система охолодження;
- 9 – теплообмінник; 10 – рідинна помпа;
- 11 – радіатор; 12 – вентилятор; 13 – електродвигун;
- 14 – датчик температури

**Fig. 1.** Functional diagram of the press with the cooling system:

- 1 – body; 2 – loading bunker; 3 – working camera;
- 4 – capacity for pressed oil; 5 – screw shaft; 6 – a nozzle for the release of cake; 7 – tray; 8 – cooling system;
- 9 – heat exchanger; 10 – liquid pump; 11 – radiator;
- 12 – fan; 13 – electric motor; 14 – temperature sensor

Для виведення поточних значень та зручного налаштування використовується 16-символьний, дворядний LCD дисплей на основі контролера HD44780. Контролер HD44780 фірми Hitachi є промисловим стандартом і широко застосовується у виготовленні алфавітно-цифрових рідкокристалічних індикаторів [18; 19].

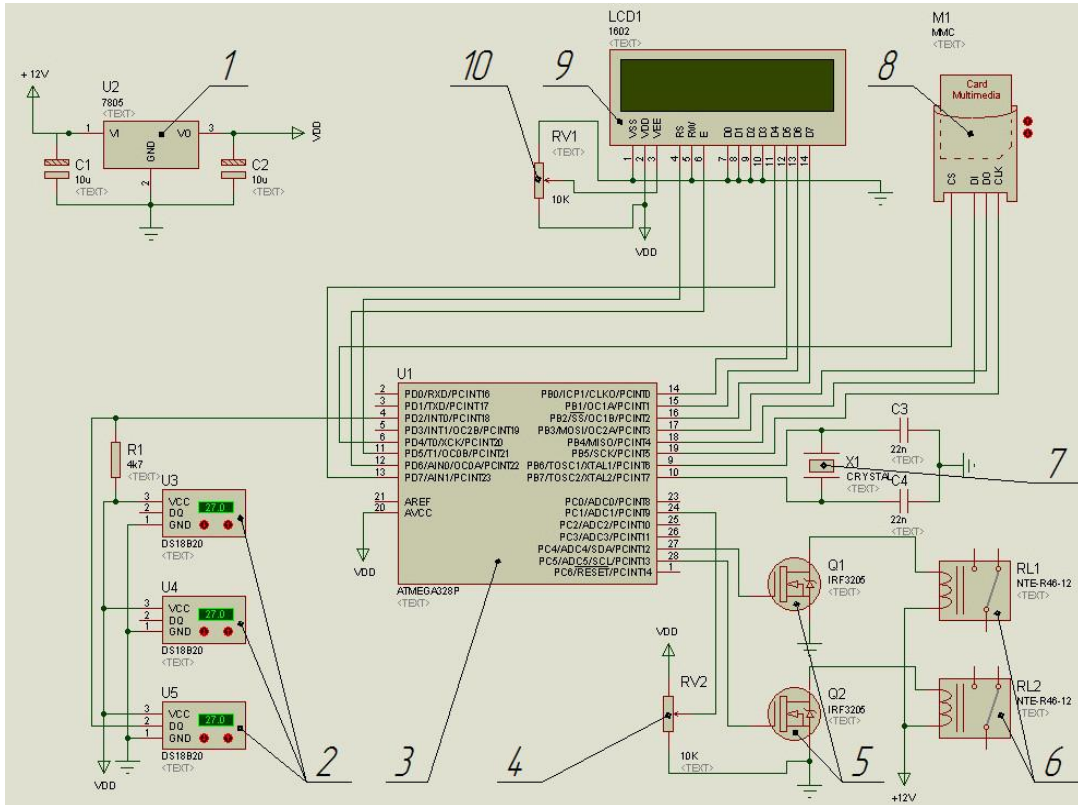
Блок-схема роботи пристрою управління системою охолодження малогабаритних шнекових олійних пресів подана на рис. 3. В її основі – двоступеневе порівняння температури запірної

частини  $[t_{зч}]$  з максимально допустимою температурою  $[t_{max}]$ , що встановлюється оператором:

– якщо  $t_{зч} > t_{max} - 1,5^\circ\text{C}$ , то водяна помпа і вентилятор вимкнені;

– якщо  $t_{max} - 1,5^\circ\text{C} \leq t_{зч} \leq t_{max} - 0,5^\circ\text{C}$ , то водяна помпа увімкнена, а вентилятор вимкнений;

– якщо  $t_{зч} < t_{max} - 0,5^\circ\text{C}$ , то водяна помпа і вентилятор увімкнені.



**Рис. 2.** Принципова схема пристрою управління системою охолодження малогабаритних шнекових олійних пресів:

1 – регулятор напруги 7805; 2 – цифрові давачі температури 18B20; 3 – мікроконтролер ATmega328PU; 4, 10 – потенціометри; 5 – транзистори IRF3205; 6 – реле R46-12; 7 – тактовий генератор 16 MHz; 8 – роз’єм для карти пам’яті; 9 – дисплей 1602

**Fig. 2.** Principal diagram of the control system of the cooling system of small-sized screw oil presses:

1 – voltage regulator 7805; 2 – digital temperature sensors 18B20; 3 – microcontroller ATmega328PU; 4, 10 – potentiometers; 5 – transistors IRF3205; 6 – relay R46-12; 7 – clock generator 16 MHz; 8 – memory card slot; 9 – display 1602

Такий алгоритм зумовлений інертністю зміни температурних показів у зв’язку з великою теплоємністю деталей преса та коефіцієнтом теплопровідності.

У процесі роботи преса виконано налаштування, що забезпечують максимальну продуктивність за умови мінімального залишку олії в макусі. У цьому режимі олія досягає температурної межі для режиму «холодного відтискання», а іноді й перевищує її. Тому для забезпечення усталеного режиму роботи преса з оптимальною температурою олії здійснюється увімкнення пристрою для охолодження запірної частини преса.

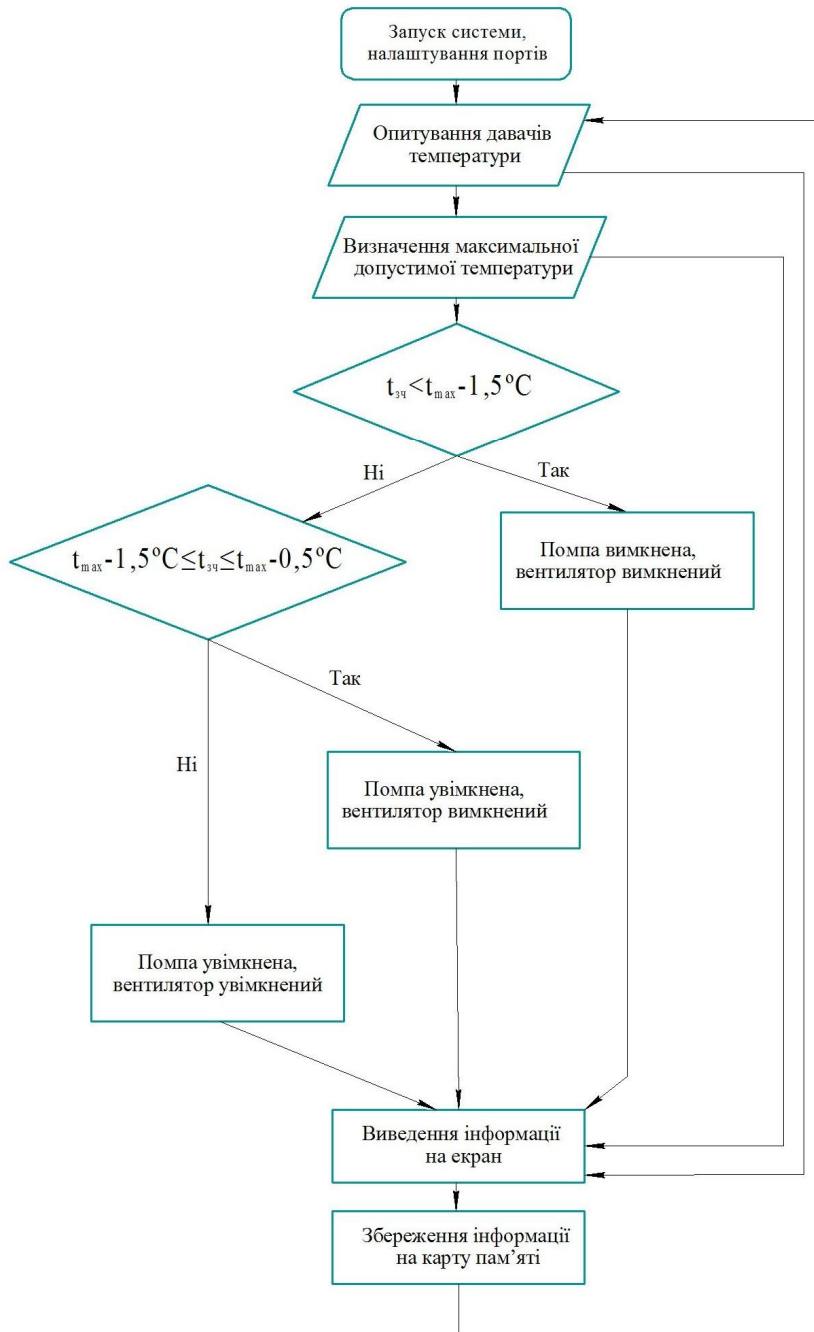
Згідно з вищезазначеним алгоритмом роботи пристрою (див. рис. 3) під час процесу відтискання соняшникової олії пресом зі системою охолодження, зображено три температурні характеристики (рис. 4).

На першому проміжку (рис. 4 (I)) максимально допустима температура ( $t_{max}$ ) запірної частини встановлена на рівні  $55^\circ\text{C}$ . Ця умова обрана на основі досліджень біохіміків, які стверджують про втрату якісних показників олії за нагрівання понад  $60^\circ\text{C}$ . Для виконання цієї умови достатньо лише короточасного увімкнення водяної помпи. На другому проміжку (II) макси-

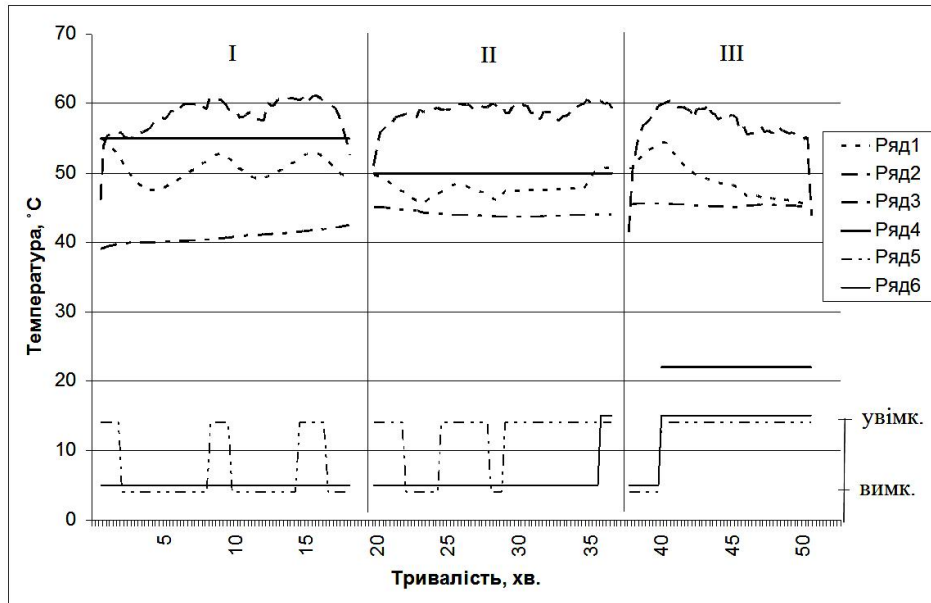


мально допустима ( $t_{max}$ ) температура встановлена на рівні 50 °С. У такому разі для досягнення необхідної температури запірної частини ( $t_{зч}$ ) водяна помпа працює майже безупинно та інколи вмикається вентилятор. На третьому проміжку

(III) максимально допустима температура ( $t_{max}$ ) виставлена на рівні 22°С для визначення найнижчих робочих температур, які може забезпечити система охолодження. У цьому режимі водяна помпа та вентилятор працюють постійно.



**Рис. 3.** Блок-схема роботи пристрою управління системою охолодження малогабаритних шнекових олійних пресів  
**Fig. 3.** Block scheme of operation of the device for controlling the cooling system of small-sized screw oil presses



**Рис. 4.** Температурні показники шнекового олійного преса:

ряд 1 – температура запірної частини, ряд 2 – температура олії,  
ряд 3 – температура корпусу, ряд 4 – максимально допустима температура,  
ряд 5 – період роботи водяної помпи, ряд 6 – період роботи вентилятора

**Fig. 4.** Temperature indicators of screw oil press: row 1 – temperature of the shut-off part,  
row 2 – oil temperature, row 3 – body temperature, row 4 – maximum permissible temperature,  
row 5 – period of operation of the water pump, row 6 – period of operation of the fan

**Висновки.** Спроектований пристрій управління системою охолодження дає змогу підтримувати необхідний температурний режим шнекового олійного преса. Система охолодження працює належним чином і добре відводить тепло від запірної частини при встановленні максимально допустимої температури запірної частини на блоці управління в 50°C. З урахуванням низької теплопровідності деталей преса це дозволяє знизити температуру олії на 10°C, що цілком достатньо для збереження її якісних показників. Можливість зберігання інформації дасть змогу надалі здійснювати поглиблений аналіз температурних характеристик та роботи системи охолодження.

#### Бібліографічний список

1. Бабенко Д. В., Горбенко О. А., Доценко Н. А., Кім Н. І. Аналіз конструктивних рішень пресового обладнання. *Вісник аграрної науки Причорномор'я*. Миколаїв, 2017. Вип. 2. С. 208–214.
2. Виноградов С. Н. Выбор и расчет теплообменников. Ленинград: Машиностроение, 2001. С. 100.
3. Горбенко Е., Стрельцов В., Горбенко Н. Инновационная технология производства растительного масла. *MOTROL. Motoryzacja i energetika rolnictwa*. Lublin, 2012. Т. 14, № 2. S. 125–130.
4. Горбенко О., Стрельцов В. Дослідження вітчизняних та зарубіжних технологій і обладнання для

вилучення олії. *MOTROL. Motoryzacja i energetika rolnictwa*. Lublin, 2010. Т. 12 А. S. 49–57.

5. Гулий І. С., Пушанко М. М., Орлов Л. О. та ін. Обладнання підприємств харчової та переробної промисловості. Вінниця: Нова кн., 2001. С. 576.

6. Дацишин О. В., Ткачук А. І., Гвоздев О. В. та ін. Технологічне обладнання зернопереробних та олійних виробництв: навч. посіб. Вінниця: Нова кн., 2009. С. 68–72.

7. Калашин Ю. А. Технология и оборудование масложировых предприятий. Москва: Академия, 2002. С. 363.

8. Мацьків О. О., Солод М. І., Василькевич В. О., Івасів В. В. Вивчення основних показників якості суміші лляної, конопляної та гірчиної олій для застосування їх у харчуванні. *Харчова промисловість*. 2015. Вип. 18. С. 32–37.

9. Програмування Arduino. URL: <https://doc.arduino.ua/ru/prog> (дата звернення: 01.11.2018).

10. Шевчук Р. С., Василькевич В. О., Шевчук В. В., Том'юк В. В. Комплекс обладнання для отримання рослинної олії в малих переробних цехах. *Техніка і технології в АПК*. 2011. Вип. № 9 (24). С. 11–13.

11. Шевчук Р. С., Сукач О. М. Конусний злущувач-подрібнювач насіння розторопші плямистої. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка: сучасні проблеми вдосконалення технічних систем і технологій*. Харків, 2013. Вип. 132. С. 261–266.

12. Шиманська С. І. Склад і біологічна цінність холодного пресування. *Вісник національного університету економіки і туризму ім. Михайла Туган-Барановського*. Донецьк, 2012. Вип. 1 (53). С. 222–225.

13. Шнековий олійний прес з регулюванням температури: пат. 59993 А Україна: МПК6 В30В 9/18. № u201013148; заявл. 05.11.2010; опубл. 10.06.2011, Бюл. № 11. 21 с.

14. ATMEGA328-PU Data Sheet. URL: <http://pdf1.alldatasheet.com/datasheet-pdf/view/92284/ATMEL/ATMEGA328-PU.html> (accessed: 02.11.2018).

15. Barrès C., Vergnes B., Tayeb J. An improved thermal model for the solid conveying section of a twin-screw extrusion cooker. *Journal of Food Engineering*. 1992. Vol. 15. S. 167–185.

16. DS18B20 Data Sheet – Microchip. URL: <http://dlmh9ip6v2uc.cloudfront.net/datasheets/Sensors/Temp/DS18B20/> (accessed: 02.11.2018).

17. Gopalakrishna S., Jaluria Y., Karwe M. V. Heat and mass transfer in a single screw extruder for non-Newtonian materials. *International Journal of Heat and Mass Transrer*. 1992. Vol. 35. S. 221–237.

18. HD44780 – Dot Matrix Liquid Crystal Display Controller/Driver – Hitachi Semiconductor. URL: <http://www.alldatasheet.com/datasheet-pdf/pdf/63673/HITACHI/HD44780.html> (accessed: 03.11.2018).

19. HD44780 – Liquid Crystal Display Controller. URL: <http://avrlab.com/node/80> (accessed: 03.11.2018).

20. Omobuwajo T. O., Ige M. T., Ajayi O. A. Heat transfer between the pressing chamber and the oil and oilcake streams during screw expeller processing of palm kernel seeds. *Journal of Food Engineering*. 1997. Vol. 31. P. 1–7.

**Паславський В.**

### **ШНЕКОВИЙ ОЛІЙНИЙ ПРЕС ЗІ СИСТЕМОЮ ОХОЛОДЖЕННЯ**

Для «холодного відтискання» олії використовують сучасне виробниче обладнання, що оснащується різними робочими модулями. У деяких пресах здійснюється контроль за температурою, але неможливе її зменшення без втрат продуктивності. Тому метою роботи є дослідження техніко-експлуатаційних властивостей шнекового преса з охолоджувальним пристроєм запірної частини.

Шнековий олійний прес додатково оснащений системою охолодження, виконаною у вигляді змонтованого на насадці виходу макухи теплообмінника, рідинної помпи, сполученої з теплообмінником і радіатором, який також з'єднаний з теплообмінником. Крім цього, до складу системи охолодження входять вентилятор, електродвигун приводу рідинної помпи і вентилятора, давач температури, встановлений на теплообміннику, блок управління, з'єднаний з давачем температури й електродвигуном.

Спроектований пристрій управління системою охолодження дозволяє підтримувати необхідний температурний режим шнекового олійного преса. Система охолодження працює належним чином і добре відводить тепло від запірної частини при встановленні максимально допустимої температури запірної частини на блоці управління 50 °С. З урахуванням низької теплопровідності деталей преса це дає змогу знизити температуру олії на 10 °С, що цілком достатньо для збереження її якісних показників. Можливість зберігання інформації дозволяє в подальшому здійснювати поглиблений аналіз температурних характеристик та роботи системи охолодження.

**Ключові слова:** шнековий прес, олія «холодного відтискання», система охолодження.

**Paslavskiy V.**

### **SCREW OIL PRESS WITH COOLING SYSTEM**

A significant number of press manufacturers point out the possibility of producing oil with so called «cold pressing». But such presses are characterized by low productivity and high content of oil in the oilcake. The elimination of these disadvantages is accompanied by an increase in the temperature of pressing oil. In view of this, it was proposed to install a cooling system on screw oil presses in order to maintain an optimum temperature mode and to prevent overheating of oil and oil-bearing materials.

On the basis of the analysis of publications, it can be concluded that in the process of producing oil with «cold pressing», as a rule, presses of small and medium power are used. This is mainly due to the peculiarities of the use of this oil in nutrition and medicine. In particular, such oil has a relatively long expiration date.

For «cold pressing» of oil modern production equipment is used, tooled with different working modules. Some presses control the temperature, but there is no possibility of reducing it without loss of performance. Therefore, the purpose of the work is to study the technical and operational properties of the screw press with a cooling device of the locking part.

Considering the variety of methods and means for removing heat, a liquid cooling system with water was chosen as a coolant. The auger oil press is additionally equipped with a cooling system, executed in the form of a mounted on the nozzle exit of the cake of the heat exchanger, a liquid pump, connected with a heat exchanger and a radiator, which is also connected to the heat exchanger. In addition, the cooling system includes a fan, an electric motor for a

liquid pump and a fan drive, a temperature sensor mounted on a heat exchanger, the control unit connected to the temperature sensor and the electric motor.

The device for controlling the cooling system of small screw oil presses is designed for measuring temperature indices, their processing, preservation and control of the operating elements, such as a water pump and a fan. For the given task the microcontroller ATmega328PU of firm Atmel is used. Digital sensors DS18B20 are used to determine the temperature. To output current values and convenient settings, we use the 16-character, 2-row LCD display based on Hitachi's HD44780 controller. In the block diagram of the control device of the cooling system of small-sized screw oil presses there is a three-stage comparison of the temperature of the shut-off part with the maximum permissible temperature.

In the process of the press operation, the settings have been made to ensure maximum productivity, provided the minimum residue of oil in the oilcake. In this mode, the temperature of the oil is the maximum permissible limits for «cold pressing». During this the cooling system does not work. By ensuring the regular work of the press, the device for cooling the shut-off part of the press has been switched on.

The designed device of the cooling system control allows us to maintain the necessary temperature mode of the screw oil press. The cooling system operates properly and well draws heat from the locking part when setting the maximum permissible temperature of the locking part on the control unit at 50°C. Taking into account the low thermal conductivity of the press parts it allows to lower the temperature of oil by 10 ° C, which is quite enough to maintain its qualitative indicators. Possibility of information storage allows further in-depth analysis of temperature characteristics and operation of the cooling system.

**Key words:** screw press, «cold pressing» oil, cooling system.

*Стаття надійшла 03.11.2018*

### Розділ 3

## ТЕХНОЛОГІЧНІ ПРОЦЕСИ ТА ЕФЕКТИВНЕ МАШИНОВИКОРИСТАННЯ В АГРОІНЖЕНЕРІЇ

---

УДК 004:631.1:631.55

### ЩОДО ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ У РІЗНИХ ПРИРОДНО-ВИРОБНИЧИХ УМОВАХ

**Віктор Днесь, к. т. н., Ростислав Кудринецький, к. т. н.,**

**Володимир Скібчик, к. т. н.**

*Національний науковий центр*

*«Інститут механізації та електрифікації сільського господарства»,  
вул. Вокзальна, 11, смт Глеваха, Васильківський р-н, Київська обл., Україна,  
e-mail: vik31@ua.fm, rostkud@gmail.com, scibczyk05@gmail.com*

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2018.01.099>

**Постановка проблеми.** У сільськогосподарському виробництві традиційно зерно є одним із найважливіших джерел прибутку сільськогосподарських підприємств. У переробній і харчовій промисловості зерно складає значну частку сировини, що, своєю чергою, стимулює взаємозв'язок міжгалузевих виробничо-економічних стосунків в агропромисловому комплексі.

Реформи, що відбуваються в сільському господарстві України, змінюють усталену систему виробництва зерна, яка сьогодні репрезентується як супервеликими (з обсягами ріллі в десятки тисяч гектарів), так і малими (обсяги ріллі яких не перевищують 50 га) сільськогосподарськими підприємствами (СПП). Парк зернозбиральних комбайнів більшості СПП зношений та недостатній для своєчасного збирання ранніх зернових культур в оптимальні агротехнічні терміни. Через це щорічні втрати вирощеного врожаю цих культур в Україні сягають 12...15 % [27].

Безсистемне комплектування машинно-тракторного парку аграрних підприємств без урахування основних чинників впливу на ефективність використання техніки призводить до збільшення затрат на виробництво продукції.

Крім того, на ефективність виконання технологічних процесів значною мірою впливають невизначеність та ризики, які мають місце в аграрному виробництві, зокрема агрометеорологічні умови, час настання й закінчення оптимальних термінів виконання робіт, втрати продукції через несвоечасність виконання робіт і зниження через це ефективності виробництва тощо. Врахування невизначеностей та ризиків, які

мають місце у виробничих процесах АПК, дозволить оптимізувати затрати аграрних формувань на комплектування машинно-тракторного парку з відповідними їх потребам показниками призначення, а також удосконалити управління функціонуванням. За рахунок цього підвищиться ефективність виробництва та конкурентоспроможність продукції.

#### **Аналіз останніх досліджень і публікацій.**

Науково-методичні основи обґрунтування параметрів технічного забезпечення процесу збирання врожаю зернових культур розроблені в працях відомих вчених: Ю. К. Киртбая, М. С. Рунчева, Ф. С. Завалішина, Е. В. Жолніна, К. С. Орманджі, А. Т. Табашникова та ін. [10 – 12; 17; 20; 23].

Пошук раціональних рішень при комплектуванні та використанні парку зернозбиральних комбайнів сільськогосподарських підприємств є одним із найскладніших завдань, оскільки під час його вирішення необхідно враховувати велику кількість чинників, переважна частка яких має ймовірнісний характер і є некерованими. Ефективні технічні засоби, на базі яких доцільно комплектувати машинно-тракторний парк господарства, визначають на основі техніко-економічних розрахунків [1 – 3; 5; 7 – 9; 14 – 16; 18; 19; 21; 24].

Сучасні тенденції розвитку технологій передбачають виконання технологічних операцій у чітко визначені агротехнікою терміни, що забезпечує створення сприятливих умов для росту й розвитку рослин і формування врожаю. Це особливо актуально для весняно-польових робіт і

робіт зі збирання, адже кожен день відхилення від оптимальних термінів збільшує недобір урожаю [11; 12; 25].

Оскільки адекватно описати складні технологічні процеси збирання зернових культур детермінованими моделями [10; 17; 20; 23] практично неможливо, дослідники широко використовують методи імітаційного моделювання [6; 13; 22; 26].

Таким чином, у праці [6] описана розроблена методика обґрунтування оптимального парку комбайнів сільськогосподарського підприємства та оперативного управління його роботою. Іншим автором [26] створена імітаційна модель, що дає змогу визначити сезонну програму зернозбирального комбайна за централізованого його використання, а також дослідником [13] обґрунтовано дату й термін залучення технологічного обслуговування для господарств із заданою сезонною програмою.

Основним недоліком існуючих методів обґрунтування параметрів технічного забезпечення підпрограми збирання ранніх зернових культур є те, що вони не враховують впливу транспортної підсистеми на ефективність виконання збиральних робіт та ймовірнісний характер дозрівання зернових культур на окремих полях.

**Постановка завдання.** Метою досліджень є підвищення ефективності виконання механізованих процесів комбайнового збирання ранніх зернових культур за рахунок використання технічних засобів, що відповідають агровимогам, обсягам механізованих робіт та умовам функціонування.

**Виклад основного матеріалу.** Для прогнозування потрібної кількості комбайнів і транспортних засобів, які б забезпечили своєчасність виконання робіт зі збирання ранніх зернових культур, слід визначити темп виконання збирання  $r$ -м комбайном  $k$ -ї культури на  $\gamma$ -му полі (1) для кожного комбайна, що є в розпорядженні сільськогосподарського підприємства:

$$\omega_{rky} = f(T_{Hr}, t_{pj}, U_{ky}, \delta_{ky}, D_j, L_\gamma, i_\gamma), \quad (1)$$

де  $T_{Hr}$  – функціонально-технічні показники  $r$ -го комбайна;  $t_{pj}$  – тривалість його роботи впродовж  $j$ -ї доби;  $U_{ky}$ ,  $\delta_{ky}$  – відповідно урожайність та солоність  $k$ -ї культури на  $\gamma$ -му полі;  $D_j$  – дефіцит вологості  $j$ -ї доби;  $L_\gamma$ ,  $i_\gamma$  – відповідно довжина гону та ухил  $\gamma$ -го поля.

Об'єктивно спрогнозувати його можна лише на основі статистичного імітаційного моделювання процесу збирання тієї чи іншої культури певним комбайном чи їх сукупністю на заданому полі.

Слід зауважити, що темп збирання значною мірою залежить від полеглості стеблостою культури на певному полі, а також від наявності перешкод (наприклад, стовпів електропередач) на ньому.

Інтенсивність перебігу процесу збирання зернових культур у часі зумовлюється багатьма чинниками: характеристиками вирощеного врожаю; характеристиками технічного забезпечення; агрометеорологічними умовами; організаційним режимом виконання робіт упродовж окремих діб. Ці чинники відображаються імітаційною моделлю, яка дає змогу врахувати всі головні події, що ними зумовлюються.

Окрім того, у моделі збирання зернових культур враховується швидкість руху комбайна по полю, яка залежить від урожайності та солоності зерностеблової маси, а також її вологості. Водночас вологість цієї маси зумовлюється дефіцитом вологості повітря, який характеризує агрометеорологічну складову проектного середовища. На швидкість руху комбайна впливає також ухил поля.

Усі зазначені події та роботи враховуються імітаційною моделлю проекту. Зокрема, враховується ймовірна природа настання моменту досягання зерна на окремих полях, а також детермінована сутність настання втрат урожаю. Ймовірна дія агрометеорологічних умов на виконання робіт у проекті враховується розподілами часу появи роси та її тривалістю.

Час настання розвороту комбайна (2) зумовлюється такими складовими:

$$t_{роз}^h \leftarrow (V_{rky}, L_\gamma, P_{об}, P_{мс}), \quad (2)$$

де  $V_{rky}$  – швидкість руху  $r$ -го комбайна на збиранні  $k$ -ї культури на  $\gamma$ -му полі;  $P_{об}, P_{мс}$  – відповідно події щодо вивантаження зерна з бункера комбайна та усунення технологічних відмов.

Час настання потреби вивантаження бункера (3) є також похідною подією, що зумовлюється такими складовими:

$$t_{об}^h \leftarrow (Q_r, B_r, V_{rky}, P_{роз}, P_{мс}), \quad (3)$$

де  $Q_r$  – місткість бункера, м<sup>3</sup>;  $B_r$  – ширина захвату жниварки  $r$ -го комбайна;  $P_{роз}$  – відповідно подія стосовно розворотів комбайна та усунення технологічних відмов.

Що стосується таких подій, як настання технологічних відмов (4), то вони в основному зумовлені неузгодженістю швидкості руху комбайна в загінці, його ширини захвату, конструкційними параметрами механізму передачі скошеної зерностеблової маси від косарки до молотильного апарата ( $T_{nr}$ ) та характеристиками цієї маси:



$$t_{me}^n \leftarrow (V_{rky}, B_r, T_{nr}, U_{ky}, K), \quad (4)$$

де  $K$  – майстерність комбайнера.

Неузгодженість параметрів технічного оснащення та характеристик виробничої програми під час збирання зернових культур призводить, з одного боку, до втрат вирощеного врожаю через недотримання термінів, а з іншого, – до збільшення експлуатаційних затрат через недовантаження технічних засобів. Зважаючи на це, визначено цільову функцію

$$C + B \rightarrow \min, \quad (5)$$

де  $C$  – експлуатаційні затрати;  $B$  – грошова оцінка втрат.

Для визначення ефективності використання зернозбиральних комбайнів у різних природно-виробничих умовах України проводили моделювання їх роботи відповідно до плану комп'ютерних експериментів Бокса-Бенкена. Кодування факторів та план експерименту наведено в табл. 1 і 2.

Початкові дані для визначення експлуатаційних затрат наведено в табл. 3. Експеримент проводили для двох природно-виробничих зон – Полісся та Лісостепу.

Аналогічним чином було визначено значення оптимальних площ для інших точок плану-матриці експерименту та отримано відповідні рівняння регресії (табл. 4).

**Таблиця 1.** Результати кодування факторів

**Table 1.** Results of factor encoding

№ з/п	Фактор і одиниця вимірювання	Позначення		Інтервал варіювання	Рівні вимірювання					
		натуральні	кодовані		натуральні			кодовані		
					верхній	нижній	нульовий	верхній	нижній	нульовий
1	Довжина гону, м	X1	x1	2900	3000	100	1550	+1	-1	0
2	Урожайність, ц/га	X2	x2	70	85	15	50	+1	-1	0
3	Соломистість	X3	x3	0,6	1,6	1,0	1,3	+1	-1	0

**Таблиця 2.** План-матриця експерименту (за планом Бокса-Бенкена)

**Table 2.** Matrix of the experiment (according to Box-Banken's plan)

Точка плану (номер досліджу)	Значення кодованих факторів		
	x1	x2	x3
1	-1	-1	0
2	1	-1	0
3	-1	1	0
4	1	1	0
5	-1	0	-1
6	1	0	-1
7	-1	0	1
8	1	0	1
9	0	-1	-1
10	0	1	-1
11	0	-1	1
12	0	1	1
13	0	0	0
14	0	0	0
15	0	0	0

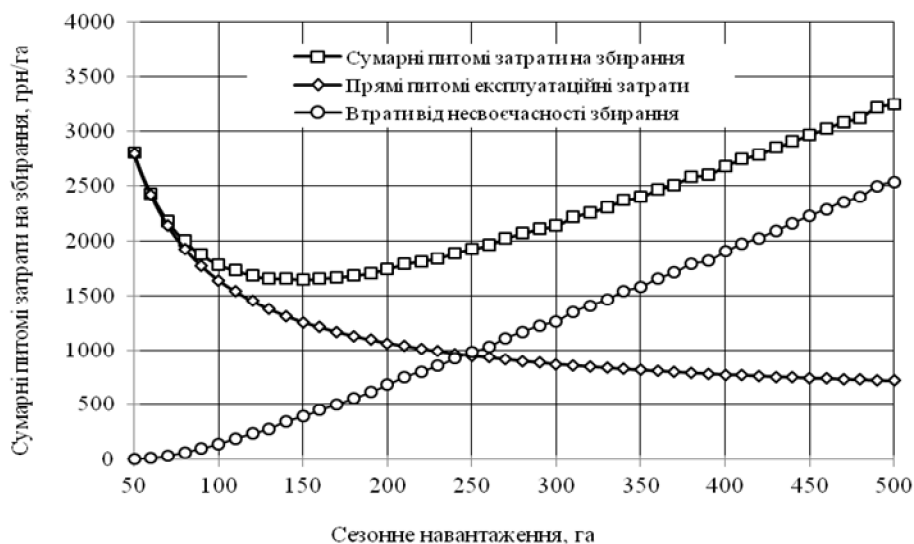
**Таблиця 3.** Початкові дані для визначення ефективності комбайнового збирання**Table 3.** Initial data to determine the efficiency of combine harvesting

Показник	Значення
Вартість комбайна, тис. грн КЗС-9-1 «Славутич» Claas, Tucano 440	1148,4* 2050,0*
Термін експлуатації, рік	10
Вартість пального, грн/л	9,97
Заробітна плата з нарахуванням, грн/год [18]: Лісостеп Полісся	20,17 22,21
Культура	Пшениця
Вартість культури, грн/т	1600
Коефіцієнт добових втрат через несвоєчасність збирання	0,019

\* Ціни вказані станом на 2013 рік.

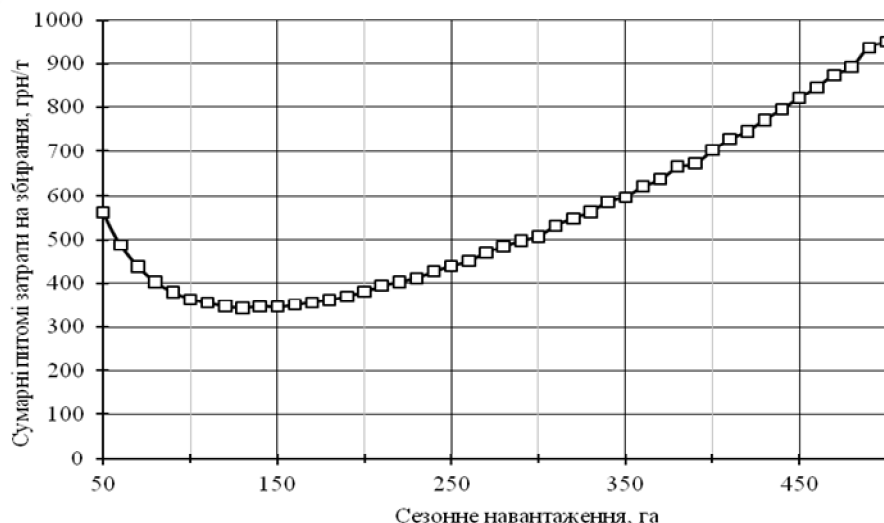
**Таблиця 4.** Рівняння регресії оптимального сезонного навантаження для комбайнів КЗС-9-1 «Славутич» і Class Tucano 440 під час їх роботи в зонах Лісостепу та Полісся**Table 4.** Equation of regression of optimal seasonal load for KZS-9-1 «Slavutych» and Class Tucano 440 combines during their operation in the Forest-steppe and Polissya zones

Лісостеп	
КЗС-9-1 «Славутич»	$S_{opt} = 498.68 - 12.71U + 0.09U^2 + 94.4d + 0.04L, R^2=0.979$
Claas, Tucano 440	$S_{opt} = 506.6 - 12.58U + 0.08U^2 + 309.7d + 0.017L, R^2=0.997$
Полісся	
КЗС-9-1 «Славутич»	$S_{opt} = 1101.75 - 12.92U + 0.09U^2 + 684.72d + 0.05L, R^2=0.963$
Claas, Tucano 440	$S_{opt} = 615.61 - 12.01U + 0.08U^2 + 95.83d + 8 \cdot 10^{-4}L, R^2=0.968$



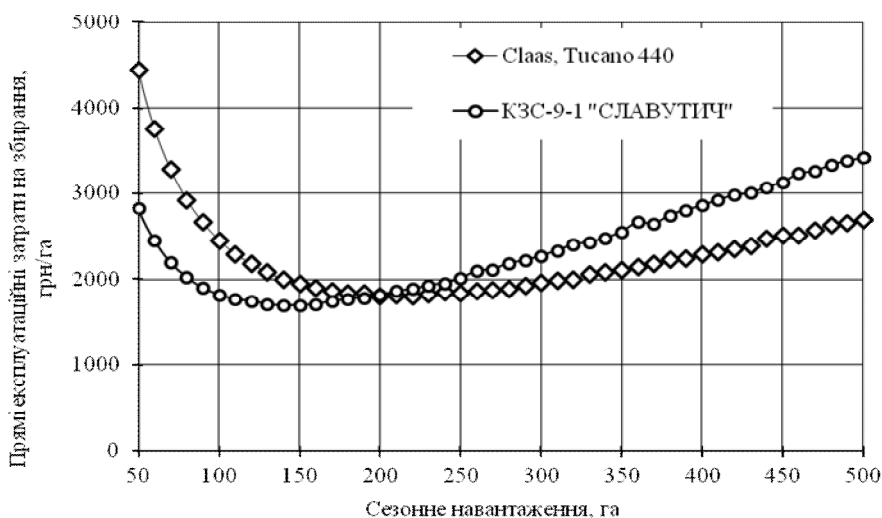
**Рис. 1.** Зміна питомих затрат (на 1 га площі) під час збирання пшениці комбайном КЗС-9-1 залежно від сезонного навантаження: □ – сумарні питомі затрати на збирання; ◇ – прямі експлуатаційні затрати; ○ – втрати через несвоєчасне збирання

**Fig. 1.** Change in unit costs (per hectare of area) during the harvesting of wheat by the KZS-9-1 combine, depending on the seasonal load: □ – total specific assembly costs; ◇ – direct operating costs; ○ – loss due to untimely collection



**Рис. 2.** Зміна питомих затрат (на 1 т зібраної продукції) під час збирання пшениці комбайном КЗС-9-1 залежно від сезонного навантаження за заданих характеристик виробничих умов (урожайність – 50 ц/га; солومистість – 1,3; довжина гону – 1550 м)

**Fig. 2.** Change in unit costs (per 1 ton of collected products) during the harvesting of wheat by KZS-9-1 combine, depending on the seasonal loading of such characteristics of the production conditions (yield – 50 centners per hectare; straw – 1,3; length of the race – 1550 m)



**Рис. 3.** Залежність прямих експлуатаційних затрат від обсягів виконання робіт під час збирання озимої пшениці

**Fig. 3.** Dependence of direct operating costs on volumes of work on harvesting of winter wheat

Аналіз отриманих залежностей дає змогу встановити, що найбільший вплив на розмір сезонного навантаження має врожайність культури. Також встановлено, що зі збільшенням урожайності, солومистості та зі зменшенням довжини гону сезонне навантаження знижується. Мінімальне значення питомих експлуатаційних затрат отримуємо для мінімальних значень урожайності

та солумистості й максимального значення довжини гону, за яких досягають вищої продуктивності роботи (у перерахунку на одиницю площі) та більш повного використання робочого часу. Проте під час перерахунку затрат на одиницю зібраної продукції спостерігається дещо інша картина – найменші затрати отримуємо за високої врожайності.

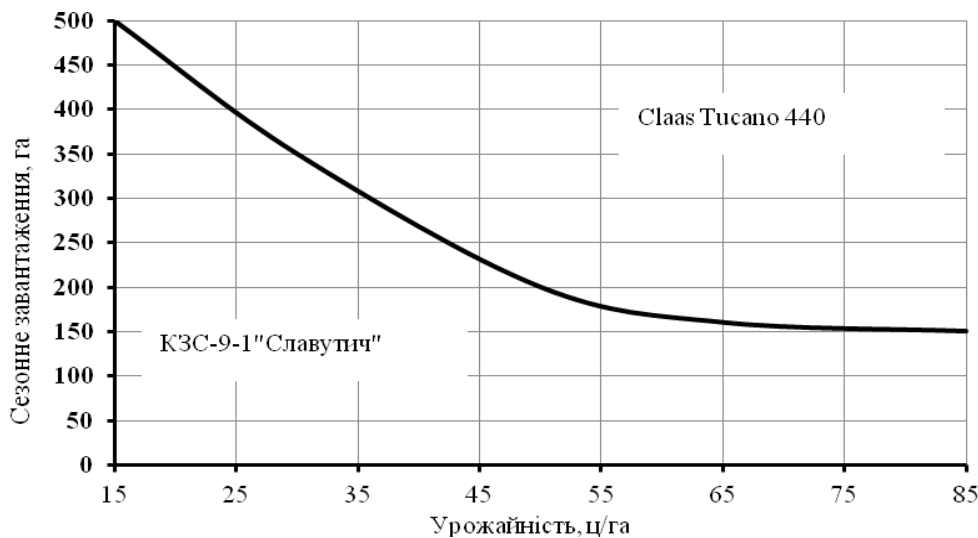
Окрім згаданих вище характеристик предметного середовища, на сезонне навантаження комбайна також мають вплив агрометеорологічні умови регіону, в якому розташоване господарство. Так, під час роботи в зоні Полісся сезонне навантаження для комбайна КЗС-9-1 знижується на 18 %, а сумарні питомі затрати зростають на 4 % залежно від характеристик предметного середовища, для комбайна *Claas Tucano 440* – відповідно на 14 і 17 %. Це пояснюється зниженням агрометеорологічно допустимого фонду добового робочого часу та нижчим коефіцієнтом погожих днів.

Вибір комбайна здійснюється за мінімумом сумарних експлуатаційних затрат на збирання в

заданих умовах. Так, у зоні Лісостепу для відомих характеристик виробничих умов (урожайність – 50 ц/га, солонистість – 1,3, довжина гону – 1550 м) при сезонному навантаженні до 200 га доцільно використовувати комбайн КЗС-9-1 «Славутич», а при більшому – *Claas Tucano 440* (рис. 3).

Як уже було зазначено, урожайність культури має суттєвий вплив на сезонне навантаження, тому для порівняння, за яких умов доцільно використовувати той чи інший комбайн, її необхідно враховувати.

Побудовано графік порівняння ефективності використання цих комбайнів у зоні Лісостепу для різного значення урожайності (рис. 4).



**Рис. 4.** Залежність раціонального сезонного завантаження зернозбиральних комбайнів різної потужності та вартості від урожайності

**Fig. 4.** Dependence of rational seasonal loading of combine harvesters of different capacity and cost per crop

Як видно з рис. 4, значення області сезонного навантаження для комбайна КЗС-9-1 «Славутич» змінюються від 150 га за урожайності 85 ц/га до 500 га за урожайності 15 ц/га.

**Висновки.** Встановлено, що для випадку збирання пшениці озимої комбайном КЗС-9-1 за заданих характеристик виробничих умов (урожайність – 50 ц/га; солонистість – 1,3; довжина гону – 1550 м) оптимальна площа збирання за мінімумом затрат на одиницю площі становить 150 га, а за мінімумом затрат на одиницю зібраної продукції – 130 га.

На основі проведених досліджень можна стверджувати, що сезонне завантаження зернозбиральних комбайнів може змінюватись у широких межах залежно від характеристик предметного середовища. Так, для комбайна КЗС-9-1 «Славутич» у зоні Лісостепу оптимальне сезонне навантаження залежно від урожайності перебуває в межах 90...490 га, а для *Claas Tucano 440* – 120...500 га.

Отримані результати дають змогу підвищити ефективність використання зернозбиральних комбайнів шляхом обґрунтування їх сезонного навантаження за критерієм мінімуму сумарних питомих затрат на збирання з урахуванням характеристик природно-виробничих умов.

**Бібліографічний список**

1. Адамчук В. В., Булгаков В. В. Пріоритетні напрями створення сучасної сільськогосподарської техніки. *Вісник аграрної науки*. 2014. № 5. С. 5–10.
2. Адамчук В. В., Грицишин М. І. Система техніко-технологічного забезпечення виробництва продукції рослинництва. Київ: Аграрна наука, 2012. 416 с.
3. Адамчук В. В., Сидорчук О. В., Мироненко В. Г. Системно-проектні підстави управління парком машин сільськогосподарських товаровиробників. *Вісник аграрної науки*. 2014. № 11. С. 33–40.
4. Галузева угода Міністерства аграрної політики та продовольства України на 2014–2016 рр. URL: <http://www.minagro.gov.ua/node/11267>.
5. ГОСТ 23728-88. ГОСТ 23130-88. Техника сельскохозяйственная. Методы экономической оценки. Москва: Госкомстандарт, 1988. 26 с.
6. Грибинюк О. М. Дослідження умов функціонування і розробка методу оптимізації парку зернозбиральних комбайнів сільськогосподарського підприємства: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Глеваха, 1994. 16 с.
7. Грицишин М. Методологічні основи комплектування МТП аграрних підприємств в умовах обмеженого ресурсного забезпечення. *Механізація та електрифікація сільського господарства*: міжвідом. темат. наук. зб. Глеваха, 2014. Вип. 99, т. 1. С. 392–400.
8. Грицишин М. І., Кудринський Р. Б., Цибуля М. Г. та ін. Техніко-економічна оцінка технологічних комплексів машин для органічного виробництва продукції рослинництва. *Механізація та електрифікація сільського господарства*: міжвідом. темат. наук. зб. Глеваха, 2014. Вип. 99, т. 1. С. 140–150.
9. ДСТУ 4397:2005. Сільськогосподарська техніка. Методи економічного оцінювання техніки на етапі випробування. Київ: Держспоживстандарт України, 2005. 16 с.
10. Жолнин Э. В. К дискуссии о методике оценки экономической эффективности сельскохозяйственной техники. *Сельскохозяйственные машины и технологии*. 2013. № 3. С. 3–9.
11. Завалишин Ф. С. Основы расчета механизированных процессов в растениеводстве. Москва: Колос, 1973. 319 с.
12. Киртбая Ю. К. Резервы в использовании машинно-тракторного парка. Москва: Колос, 1976. 256 с.
13. Макачук О. В. Управління архітектурою виробничих і сервісних проектів у програмах збирання зернових культур: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Львів, 2012. 21 с.
14. Мельник І. І., Гречкосій В. Д., Марченко В. В. Оптимізація комплексів машин і структури машинно-тракторного парку та планування технічного сервісу. Київ: Вид. центр НАУ, 2001. С. 5–47.
15. Методика определения экономической эффективности технологий и сельскохозяйственной техники. Москва: ГПУСЗ Минсельхозпрома России, 1998. 256 с.
16. Мининзон В. И., Тюленев А. В., Вечернин Б. В. Определение оптимального состава машинно-тракторного парка в зависимости от погодных условий. *Тракторы и сельхозмашины*. 1986. № 3. С. 7–9.
17. Орманджи К. С. Уборка колосовых культур в сложных условиях. Москва: Россельхозиздат, 1985. 144 с.
18. Попович В. К., Белоконь Н. И., Полянская Л. Г. Определение рационального состава парка машин для хозяйств. *Механизация и электрификация сельского хозяйства*. 1980. № 5. С. 58–59.
19. Репетов А. П. Оптимизация состава МТП и его работоспособность. *Тракторы и сельхозмашины*. 1984. № 2. С. 8–10.
20. Рунчев М. С., Липкович Э. И., Жуков В. Я. Организация уборочных работ специализированными комплексами. Москва: Колос, 1980. 223 с.
21. Семенов М. И., Яловнаров В. И., Карижанов Ж. С., Даниелян А. А. Оптимальное планирование средств механизации сельского хозяйства. Москва: Россельхозиздат, 1969. 51 с.
22. Сидорчук О. В., Днесь В. І., Скібчик В. І. Аналіз методів дослідження та моделей подій у проектах на різних етапах планування збирання ранніх зернових. *Комп'ютерно-інтегровані технології: освіта, наука, виробництво*. 2011. № 7. С. 141–144.
23. Табашников А. Т. Оптимизация уборки зерновых и кормовых культур. Москва: Агропромиздат, 1985. 159 с.
24. Фінн Е. А., Варшавський М. Л., Червотюк І. С. Комплектування машинно-тракторного парку колгоспів і радгоспів. Київ: Урожай, 1989. 176 с.
25. Хабатов Р. Ш. Прогнозирование оптимальных параметров и состава машинно-тракторного парка. Киев: ВЦ Госплана УССР, 1969. 75 с.
26. Ціп Є. І. Сезонна програма комбайна і ризик у процесі централізованого збирання ранніх зернових: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Львів, 2002. 18 с.
27. Яковенко В. П. Розвиток матеріально-технічної бази АПК. *Вісник аграрної науки*. 2004. № 4. С. 45–49.

**Днесь В., Кудринський Р., Скібчик В.**

**ЩОДО ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ  
У РІЗНИХ ПРИРОДНО-ВИРОБНИЧИХ УМОВАХ**

Викладено теоретичні дослідження з визначення ефективності використання зернозбиральних комбайнів у різних природно-виробничих умовах України. Для обґрунтування раціонального складу комбайнового парку сільськогосподарських підприємств, який забезпечував би своєчасність виконання робіт зі збирання ранніх зернових культур, розкрито функціональну залежність середньої добової продуктивності

кожного комбайна від чинників, які впливають на перебіг технологічного процесу. Також означено чинники, що впливають на темп збирання комбайном ранніх культур на тому чи іншому полі, а саме: швидкість його руху в загілці; тривалість розворотів комбайна в кінці загілчок, тривалість вивантаження бункера, частота виникнення та тривалість усунення технологічних відмов. Отримані рівняння регресії оптимального сезонного навантаження для комбайнів КЗС-9-1 «Славутич» і *Class Tucano* 440 під час їх роботи в зонах Лісостепу та Полісся дають змогу встановити, що найбільший вплив на обсяг сезонного навантаження має врожайність культури. Встановлено, що зі збільшенням врожайності, солонистості та зі зменшенням довжини гону сезонне навантаження знижується. Мінімальне значення питомих експлуатаційних затрат отримуємо для мінімальних значень урожайності та солонистості й максимального значення довжини гону, за яких досягають вищої продуктивності роботи (у перерахунку на одиницю площі) та більш повного використання робочого часу. Проте під час перерахунку затрат на одиницю зібраної продукції спостерігається дещо інша картина – найменші затрати отримуємо за високої урожайності.

**Ключові слова:** система, зерно, виробництво, технологічні комплекси, ефективність, моделювання, параметри.

**Dnes V., Kudrynetskyi R., Skibchuk V.**

### **ON THE EFFICIENCY OF USE OF GRAIN COMBINES HARVESTING IN CONFORMITY WITH NATURAL PRODUCTION CONDITIONS**

The article presents theoretical researches on the efficiency of the use of combine harvesters in different natural and industrial conditions of Ukraine.

To substantiate the rational composition of the combine farm of agricultural enterprises, which would ensure the timely implementation of works on the harvesting of early grain crops, the functional dependence of the average daily productivity of each combine on the factors influencing the course of the technological process is disclosed. Also, factors influencing the pace of picking up early crops in one or another field, namely, the speed of its movement in the pack, are indicated; the length of the turntables at the end of the comb, the length of the hopper discharge, the frequency of occurrence and the length of the elimination of technological failures.

The obtained regression equations for the optimal seasonal load for KSZ-9-1 «Slavutych» and Class Tucano 440 combines during their operation in the Forest-steppe and Polissya zones make it possible to determine that the crop yield has the greatest impact on the size of the seasonal load. It has also been established that seasonal load decreases with increasing crop yield, straw and lowering the length of the season. The minimum value of specific operating costs is obtained for the minimum values of yield and straw and the maximum length of the race, which is characterized by higher productivity (in terms of unit area) and more complete use of working time. However, when recalculating the costs per unit of collected products, a slightly different picture is observed - the lowest costs are obtained at high yields.

Consequently, studies have shown that the seasonal loading of combine harvesters varies widely, depending on the characteristics of the subject environment. So, for the KSZ-9-1 «Slavutych» combine in the Forest-steppe zone, the optimal seasonal load, depending on the yield, is 90 – 490 hectares, and for Claas Tucano 440 – 120 – 500 hectares.

**Key words:** system, grain, production, technological complexes, efficiency, modeling, parameters.

*Стаття надійшла 05.11.2018*



## СТАТИСТИЧНІ ЗАКОНОМІРНОСТІ ФОРМУВАННЯ ПОЧАТКОВИХ БІОЛОГІЧНО-ПРЕДМЕТНИХ УМОВ ДЛЯ ВИКОНАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ЗБИРАННЯ ЦУКРОВИХ БУРЯКІВ

Віктор Дуганець<sup>1</sup>, к. т. н., Віталій Пукас<sup>1</sup>,  
Павло Луб<sup>2</sup>, к. т. н., Андрій Шарибура<sup>2</sup>, к. т. н.

<sup>1</sup>Подільський державний аграрно-технічний університет,  
вул. Шевченка, 13, м. Кам'янець-Подільський, Україна,  
e-mail: duganec-viktor@rambler.ru, pukas.ivanna@gmail.com

<sup>2</sup>Львівський національний аграрний університет,  
вул. Володимира Великого, 1, м. Дубляни, Жовківський р-н, Львівська обл., Україна,  
e-mail: pollylub@ukr.net, ascharibura@gmail.com

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2018.01.107>

**Постановка проблеми.** Технологічні процеси (ТП) збирання цукрових буряків (ЗЦБ) завершують відповідний виробничий процес та формують сировинну базу для цукрових заводів [2]. Ефективність виконання цих ТП тісно пов'язана зі завданнями зменшення технологічних втрат врожаю коренеплодів та забезпечення відповідного їх якісного стану [6; 7; 18]. Тому для зменшення тривалості перебування зібраних коренеплодів у польових умовах та забезпечення їх кондиційності сільськогосподарські підприємства (СПП) використовують потокову технологію збирання коренеплодів [6]. Однак для вирішення завдань щодо своєчасного виконання ТП ЗЦБ (*technological process of harvesting sugar beet – TP of HSB*) необхідно володіти інформацією щодо початкового стану коренеплодів цукрових буряків та закономірностей їх досягання впродовж осіннього періоду, що є важливою передумовою узгодження часу початку цих ТП та виробничої площі цукрових буряків із параметрами бурякозбиральних комбайнів.

### Аналіз останніх досліджень і публікацій.

Проведений аналіз переконує в тому, що терміни початку й тривалості виконання відповідних технологічних операцій із вирощування сільськогосподарських культур відображають на підставі детермінованих [8 – 10; 12] і статистичних [1; 11] показників. Як відомо [11], час початку та перебіг ТП ЗЦБ значною мірою залежать від календарних термінів досягання культури, а також імовірного впливу агрометеорологічних умов [13]. Врахування цих об'єктивно зумовлених складових ТП під час оцінювання ефективності відповідного технічного забезпечення дає змогу

отримати вагомні аргументи для обґрунтування їх параметрів, а відтак забезпечити техніко-технологічний розвиток спеціалізованих СПП [15].

**Постановка завдання.** Представити результати визначення статистичних закономірностей досягання коренеплодів цукрових буряків, що формують початкові умови для виконання ТП ЗЦБ (*TP of HSB*).

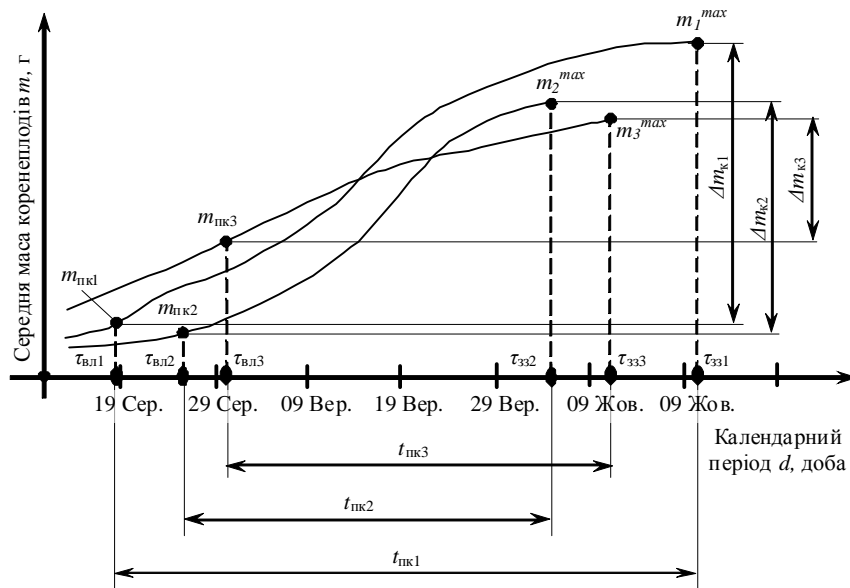
**Виклад основного матеріалу.** Досягання цукрових буряків супроводжується приростом маси та цукристості їх коренеплодів [2; 17]. Зокрема, темпи приросту маси коренеплодів формують поточну врожайність культури, позначаються на показниках ефективності виконання ТП ЗЦБ (*TP of HSB*), а також залежать від впливу агрометеорологічних умов.

Саме тому для моделювання цих ТП необхідно володіти інформацією про терміни досягання врожаю цукрових буряків, початковий стан коренеплодів та закономірності приросту їх маси в розрізі осіннього періоду. Для врахування в статистичній імітаційній моделі [16; 19; 20] цих біологічно-предметно зумовлених початкових умов виконання ТП ЗЦБ (*TP of HSB*) опрацьовано звітні дані Володимир-Волинської метеорологічної станції (форма ТСХ-1) щодо спостережень за ростом і розвитком цукрових буряків сорту Ялтушковський однонасінний упродовж 38 років (1978 – 2016 рр.). Насамперед проаналізовано та сформовано вибірку даних щодо таких показників: 1) часу ( $\tau_{вл}$ ) початку в'янення зовнішніх листків (біологічної стиглості) цукрових буряків; 2) середньої початкової маси ( $m_{пк}$ ) коренеплодів на момент в'янення зовнішніх листків.

Для числового представлення термінів досягання коренеплодів використовували точку відліку – 1 січня. Зокрема, визначення проміжку часу між відповідним етапом досягання та точкою відліку дає змогу встановити тривалість відповідного періоду, або числове значення дня настання події досягання цієї культури (рис. 1). Систематизація значень  $\tau_{вл}$  та  $m_{пк}$  (див. табл.) дає змогу виконати їх математичне опрацювання та

встановити статистичні закономірності [3; 4], які відображають зв'язок між ними.

Згідно з даними спостережень, поточну середню масу коренеплодів вимірювали щодавно (з кроком у 10 діб). Для випадків, коли масове в'янення листків  $\tau_{вл}$  наставало між днями вимірювань, середню початкову  $m_{пк}$  масу коренеплодів визначали методом інтерполяції між двома відомими точками.



**Рис. 1.** Календарний приріст маси коренеплодів цукрових буряків:  $m^{max}$  – максимальна маса коренеплодів, г;  $t_{пк}$  – тривалість приросту маси коренеплодів, діб;  $\tau_{zz}$  – час завершення ТП ЗЦБ (TP of HSB), доба

**Fig. 1.** The calendar increase of the sugar beet root crops mass:  $m^{max}$  – maximum weight of root crops, grams;  $t_{пк}$  – duration of root crops mass growth, days;  $\tau_{zz}$  – time of completion of TP of HSB, day

**Таблиця.** Систематизація показників початкового стану коренеплодів цукрових буряків для виконання ТП ЗЦБ (TP of HSB)

**Table.** Indices systematization of the sugar beet root crops initial state for the implementation of TP of HSB

Показник	Рік спостережень				
	1978	1979	...	2015	2016
Час початку в'янення зовнішніх листків ( $\tau_{вл}$ ) цукрових буряків, доба	21 серп.	10 вер.	...	3 вер.	31 серп.
Середня початкова маса ( $m_{пк}$ ) коренеплодів на момент в'янення зовнішніх листків, г	445	586	...	275	364

Календарні терміни досягання коренеплодів цукрових буряків та, зокрема, настання їх технологічної стиглості, зумовлюють початок ТП ЗЦБ і безпосередньо впливають на формування природно дозволеного фонду часу для їх виконання. Окрім того, темпи нагромадження маси та цукристості коренеплодів об'єктивно підвищують вагомість завдання зі своєчасного виконання цих ТП, а отже, забезпечення мінімальних обсягів технологічних втрат.

Для об'єктивного відображення біологічно-предметних особливостей формування початкових умов для виконання ТП ЗЦБ у відповідній статистичній імітаційній моделі ми використали дані метеорологічної станції. Систематизація та математичне опрацювання сформованих даних дали змогу отримати такі статистичні закономірності: 1) розподіл часу початку ( $\tau_{вл}$ ) в'янення зовнішніх листків цукрових буряків; 2) розподіл середньої початкової маси коренеплодів ( $m_{пк}$ ) на

момент в'янення зовнішніх листків культури; 3) закономірність зміни початкової маси коренеплодів за різного часу початку в'янення зовнішніх листків цієї рослини; 4) закономірність зміни максимального приросту маси коренеплодів ( $\Delta m_k$ ) за різного часу початку в'янення зовнішніх листків цукрових буряків.

Зокрема, у результаті побудови варіаційного ряду емпіричних даних  $\tau_{вл}$  та наступного їх опрацювання за відомими методами математичної статистики [5] із застосуванням критерію  $\chi^2$  Пірсона встановлено, що емпіричний розподіл  $\tau_{вл}$  (рис. 2) узгоджується з трипараметричним законом розподілу Вейбулла. Диференціальна функція розподілу  $\tau_{вл}$  описується рівнянням

$$f(t_{вл}) = 0,092 \cdot \left( \frac{t_{вл} - 221}{19,86} \right)^{0,821} \exp \left[ - \left( \frac{t_{вл} - 221}{19,86} \right)^{1,821} \right]. \quad (1)$$

Головні статистичні характеристики розподілу  $\tau_{вл}$  такі: математичне сподівання –  $\bar{M}[t_{вл}] = 238,7$  доба; коефіцієнт варіації –  $u[t_{вл}] = 0,565$ . Довірчий інтервал  $\tau_{вл}$  для довірчої ймовірності  $\gamma=0,95$  становить 221...263 доби.

Використання аналогічної методики для опрацювання даних спостережень за ростом і розвитком цукрових буряків дало змогу сформулювати ретроспективну множину показників щодо середньої початкової маси ( $m_{пк}$ ) їх коренеплодів на момент  $\tau_{вл}$  в'янення зовнішніх листків. У резуль-

таті цього обґрунтовано розподіл  $m_{пк}$  (рис. 3), який узгоджується з теоретичним розподілом Вейбулла. Диференціальна функція цього розподілу така:

$$f(m_{пк}) = 0,009 \cdot \left( \frac{m_{пк} - 165,7}{238,213} \right)^{1,097} \exp \left[ - \left( \frac{m_{пк} - 165,7}{238,213} \right)^{2,097} \right]. \quad (2)$$

Головні статистичні характеристики розподілу  $m_{пк}$ : математичне сподівання –  $\bar{M}[m_{пк}] = 376,69$  г, коефіцієнт варіації –  $u[m_{пк}] = 0,50$ . Довірчий інтервал  $m_{пк}$  для довірчої ймовірності  $\gamma=0,95$  становить 165,7...622,0 г.

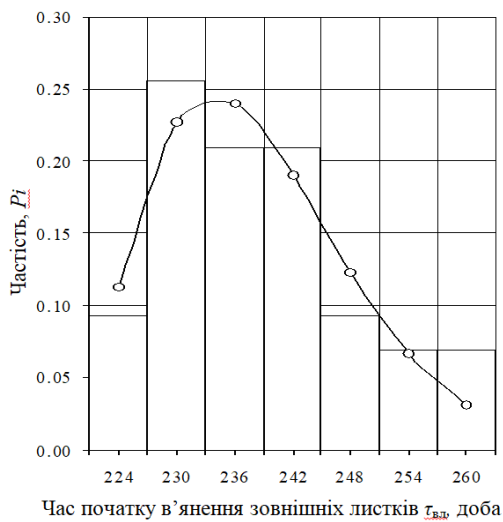
Застосування методів кореляційно-регресійного аналізу [14] для опрацювання систематизованих даних дало змогу встановити закономірність зміни  $m_{пк}$  за різного часу початку  $\tau_{вл}$  в'янення зовнішніх листків цукрових буряків (рис. 4). Рівняння цієї закономірності описано поліномом другого степеня:

$$m_{пк} = -0,0934 \cdot \tau_{вл}^2 + 52,207 \cdot \tau_{вл} - 6757,8. \quad (3)$$

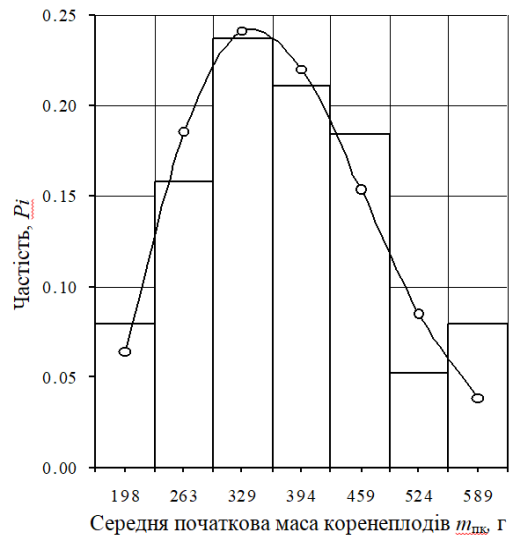
Кореляційне відношення  $n = 0,702$  підтверджує наявність зв'язку між  $m_{пк}$  та  $\tau_{вл}$ .

За аналогічною методикою встановлено закономірність зміни максимального приросту маси  $\Delta m_k$  коренеплодів за різного часу початку  $\tau_{вл}$  в'янення зовнішніх листків цукрових буряків (рис. 5). Отримане рівняння має такий вигляд:

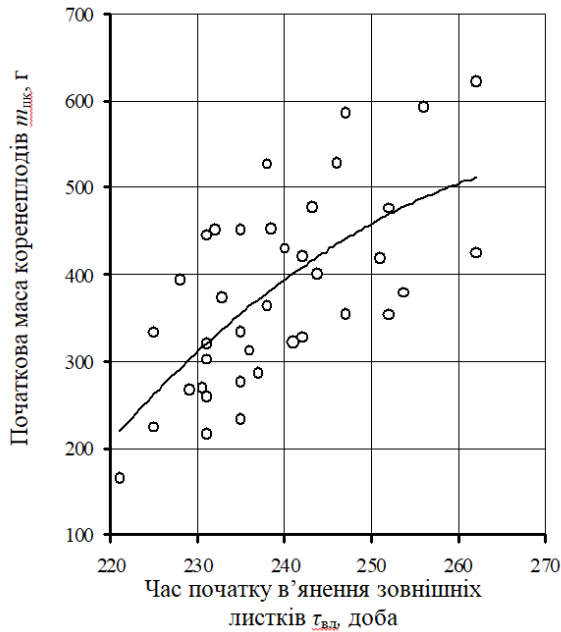
$$\Delta m_k = 0,0614 \cdot \tau_{вл}^2 - 33,789 \cdot \tau_{вл} + 4677,4. \quad (4)$$



**Рис. 2.** Розподіл часу початку в'янення зовнішніх листків (біологічної стиглості) цукрових буряків  
**Fig. 2.** Distribution of wilting external leaves beginning time (biological ripeness) of sugar beets

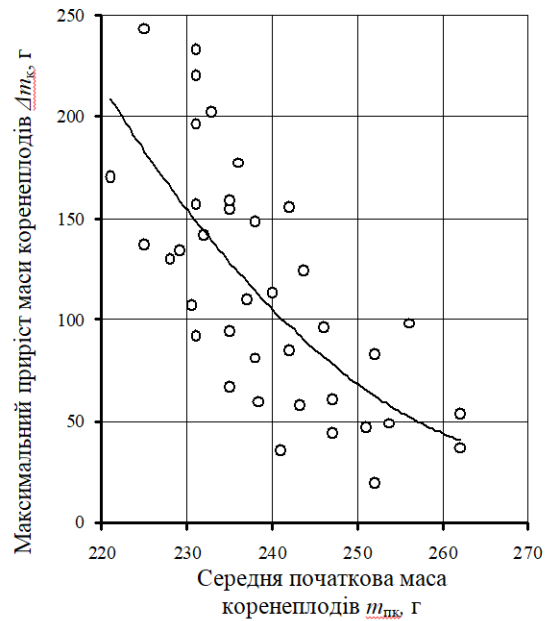


**Рис. 3.** Розподіл середньої початкової маси коренеплодів цукрових буряків на момент в'янення зовнішніх листків  
**Fig. 3.** Distribution of the average initial mass of sugar beet root crops at the moment of leaf drying



**Рис. 4.** Закономірність зміни початкової маси коренеплодів за різного часу початку в'янення зовнішніх листків цукрових буряків

**Fig. 4.** The regularity of the root crops initial mass at different times of the sugar beets outer leaves wilting beginning



**Рис. 5.** Закономірність зміни максимального приросту маси коренеплодів за різного часу початку в'янення зовнішніх листків цукрових буряків

**Fig. 5.** The regularity of the root crops mass maximum increase at different times of the sugar beets outer leaves wilting beginning

Значення кореляційного відношення  $n = -0,708$  підтверджує наявність оберненої закономірності зміни вказаних показників.

Обґрунтовані розподіли та закономірності зміни відповідних показників, що характеризують предметно-біологічну складову ТП ЗЦБ, дають змогу реалізувати методику системно-подієвого відображення цих ТП у статистичній імітаційній моделі [20]. Поєднання статистичних закономірностей впливу агрометеорологічної та біологічно-предметної складових дає змогу відобразити об'єктивні причини формування природно-дозволеного фонду часу на виконання ТП ЗЦБ, а відтак оцінити їх своєчасність для заданих умов – часу початку збирання, виробничої площі культури та заданих бурякозбиральних комбайнів.

Таким чином, виконання вищеприписаних етапів збору, аналізу та систематизації даних щодо термінів досягання врожаю цукрових буряків, початкового стану коренеплодів та закономірностей приросту їх маси в розрізі осіннього періоду створює можливість формалізувати статистичні закономірності біологічно-предметної складової, а відтак врахувати її вплив на функціональні показники ефективності ТП ЗЦБ. Зокрема, встановлення диференціальних рівнянь розподілу й закономірностей зміни відповідних показників є

важливою передумовою розроблення адекватних статистичних імітаційних моделей ТП ЗЦБ. Виконання таких кроків дає змогу використати цю імітаційну модель для комп'ютерних експериментів, а відтак встановити закономірності зміни функціональних показників ефективності ТП ЗЦБ за різних значень часу початку їх виконання, виробничої площі цукрових буряків та заданого технічного оснащення.

**Висновки.** 1. Створення адекватних статистичних імітаційних моделей ТП ЗЦБ передбачає об'єктивне відображення умов функціонування відповідного технічного забезпечення, що досягається завдяки використанню сукупності статистичних закономірностей щодо впливу біологічно-предметної та агрометеорологічної складових.

2. Використання даних спостережень метеорологічної станції та методів математичної статистики дало змогу обґрунтувати розподіл середньої початкової маси ( $\tau_{вл}$ ) коренеплодів та часу початку ( $m_{нк}$ ) в'янення зовнішніх листків цукрових буряків. Зокрема, встановлено, що розподіли  $\tau_{вл}$  та  $m_{нк}$  узгоджуються з теоретичним законом розподілу Вейбулла й мають такі статистичні характеристики:

$$\bar{M}[\tau_{вл}] = 238,7 \quad \text{доба,} \\ u[\tau_{вл}] = 0,565 \quad \text{та} \quad \bar{M}[m_{нк}] = 376,696 \text{ г,} \quad u[m_{нк}] = 0,50.$$

3. Застосування методів кореляційно-регресійного аналізу для формалізації закономірностей досягання коренеплодів цукрових буряків дало змогу встановити закономірність зміни  $m_{пк}$  за різного  $\tau_{вл}$  (див. рис. 4) і закономірність зміни максимального приросту маси коренеплодів за різного  $\tau_{вл}$  (див. рис. 5). Встановлені коефіцієнти кореляції підтверджують наявність зв'язку між цими показниками.

#### Бібліографічний список

1. Березовецький С. А. Обґрунтування параметрів технічного оснащення технологічних систем збирання озимого ріпаку: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Львів, 2017. 21 с.
2. Буряк цукровий. *Аграрний сектор України* URL: <http://agroua.net/plant/catalog/cg-7/c-22/info/cag-40/>.
3. Бусленко Н. П. Моделирование сложных систем. Москва: Наука, 1978. 351 с.
4. Гершгорн А. С. Элементы теории вероятностей и математической статистики: учеб. пособие. Львов, 1961. 254 с.
5. ГОСТ 11.006-75 Прикладная статистика. Правила проверки согласия опытного распределения с теоретическим. Москва: Изд-во стандартов, 1981. 32 с.
6. Гречкосій В. Д., Гаркуша Ю. М. Комплексна механізація вирощування та збирання цукрових буряків. *Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України*. 2010. Вип. 145. С. 281–290.
7. ДСТУ 7062:2009. Буряки цукрові. Збирання. Показники якості та методи їх визначання. [Чинний від 01.01.2011]. Київ: Держспоживстандарт України, 2011. 12 с.
8. Завалишин Ф. С., Мацнев М. Г. Методы исследований по механизации сельскохозяйственного производства. Москва: Колос, 1982. 226 с.
9. Ковальчик Ю. І., Говда О. І. Розрахунок ймовірності дискретних станів системи із чотирма одиницями збиральної техніки. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2015. № 19. С. 39–44.
10. Кузьмінський Р., Соколовський О., Шеремета Р. Математична модель геометричних параметрів насінин пшениці. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2014. № 18. С. 171–176.
11. Спічак В. С. Управління виробничо-технологічним ризиком у проектах збирання цукрових буряків: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Львів, 2010. 23 с.
12. Табашников А. Т. Оптимизация уборки зерновых и кормовых культур. Москва: Агропромиздат, 1985. 159 с.
13. Тимочко В. О., Луб П. М., Падока Р. І. Обґрунтування коефіцієнта погодності для прогнозування добової продуктивності машинно-тракторних агрегатів. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2017. № 20. С. 148–154.
14. Уланова Е. С., Забелин В. Н. Методы корреляционного и регрессионного анализа в агрометеорологии. Ленинград: Гидрометеиздат, 1990. 146 с.
15. Флис І. Проблеми та чинники ініціалізації інноваційних проектів і програм розвитку агропромислових підприємств в умовах невизначеності. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2014. № 18. С. 6–10.
16. Шеннон Р. Имитационное моделирование систем – искусство и наука. Москва: Мир, 1978. 418 с.
17. Шпар Д., Дрегер Д., Захаренко А. Сахарная свекла. Москва: ИД ООО DLV «Агродело», 2006. 315 с.
18. Heidari G., Sohrabi Y., Esmailpoor B. Influence of harvesting time on yield and yield components of sugar beet. *J. Agri. Soc. Sci.* 2008. Vol. 4, No. 2. P. 69–73.
19. Rubinstein R. Y., Kroese D. P. Simulation and the Monte Carlo method. 2-nd edition. Wiley, 2007. 345 p.
20. Schildt H. C#: The Complete Reference. Osborne: The McGraw-Hill Companies, 2003. 752 p.

Дуганець В., Пукас В., Луб П., Шарibuра А.

#### СТАТИСТИЧНІ ЗАКОНОМІРНОСТІ ФОРМУВАННЯ ПОЧАТКОВИХ БІОЛОГІЧНО-ПРЕДМЕТНИХ УМОВ ДЛЯ ВИКОНАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ЗБИРАННЯ ЦУКРОВИХ БУРЯКІВ

Розкрито завдання узгодження часу початку технологічних процесів (ТП) збирання цукрових буряків (ЗЦБ) та виробничої площі цих культур із параметрами технічного забезпечення. Це завдання пропонується виконувати на підставі методів статистичного імітаційного моделювання. Наведено особливості досягання коренеплодів цукрових буряків, яке супроводжується приростом їх маси та цукристості. Акцентовано на тому, що темпи приросту маси коренеплодів формують поточну врожайність, позначаються на показниках ефективності виконання ТП ЗЦБ. Зазначено, що для моделювання ТП необхідно мати дані щодо термінів досягання врожаю цукрових буряків, початкового стану коренеплодів та закономірностей приросту їх маси впродовж осіннього періоду. Теоретично розкрито, що вплив темпів нагромадження маси та цукристості коренеплодів підвищує важливість завдання щодо своєчасного їх збирання, а також забезпечення мінімальних обсягів технологічних втрат. Виокремлено множину статистичних закономірностей, завдяки яким враховується вплив біологічно-предметної складової на показники ефективності процесів збирання. Наведено методику збору, систематизації та математичного опрацювання даних метеорологічних станцій

щодо темпів досягання врожаю цукрових буряків. Означено потребу використання методів кореляційно-регресійного аналізу та методів математичної статистики для опрацювання даних виробничих спостережень. Наведено статистичні закономірності досягання коренеплодів цукрових буряків, які формують початкову базу знань для статистичного імітаційного моделювання. Використання такої імітаційної моделі дає змогу встановити закономірності зміни функціональних показників ефективності ТП ЗЦБ за різних значень часу початку їх виконання, виробничої площі цукрових буряків та заданого технічного оснащення.

**Ключові слова:** досягання врожаю, цукрові буряки, початкові умови, технологічні процеси, своєчасність, імітаційна модель, функціональні показники.

**Duganets V., Pukas V., Lub P., Sharybura A.**

#### **STATISTICAL REGULARITIES OF THE BIOLOGICAL-SUBJECT INITIAL CONDITIONS FORMATION FOR THE SUGAR BEET HARVESTING TECHNOLOGICAL PROCESSES**

The coordinating task of the harvesting technological processes (TP) beginning and production area of sugar beet with the technical support parameters is disclosed. The solution of this problem is proposed to be performed on the basis of the statistical simulation methods. The features of sugar beet root crops maturation, which are accompanied by an increase of their mass and sugar content, are presented. It is accentuated that the growth rates of root crops mass are forming the current yield, affecting at the efficiency indicators of sugar beet harvesting (SBH) TP. For the TP modeling it is necessary to find out the data timing of the sugar beet harvest, the root crops initial state and the dependence of the mass growth in the context of the autumn period. It has been theoretically disclosed that the special regularity of mass accumulation and root crops sugar content requires timely harvesting, and also provision of minimum technological losses amounts. The statistical regularities which take into account the biological-substantive component influence on the harvesting processes efficiency indicators are distinguished. The method of collecting, systematizing and mathematical processing of meteorological stations data concerning the sugar beet root crops reaching processes is given. The using necessity of correlation-regression analysis methods and mathematical statistics methods for the processing of production observation data is indicated. The statistical laws of sugar beet root crops reaching, which form the initial knowledge base for statistical simulation modeling, are presented. Use of imitation model allows us to determine the regularities of changing the functional performance indicators of the TP SBH for different moment of sugar beet harvesting, production area and technical equipment are implemented.

**Key words:** crop maturation, sugar beet, initial conditions, technological processes, timeliness, simulation model, functional parameters.

*Стаття надійшла 08.11.2018*



ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ДОДАВАННЯ ФРАКЦІЇ САПРОПЕЛЮ  
НА ЕНЕРГЕТИЧНІ ПОКАЗНИКИ БРИКЕТІВ ЗІ СОЛОМИ  
ТА КОСТРИ ЛЬОНУ-ДОВГУНЦЯ

Ґжегош Вцісло<sup>1,2</sup>, професор, Володимир Дідух<sup>3</sup>, д. т. н., Василь Том'юк<sup>4</sup>, к. т. н.

<sup>1</sup>Університет рільничий ім. Хугона Коллатая в Кракові

вул. Баліцка, 116 б, м. Краків, Польща,

e-mail: grzegorz.wcislo@ur.krakow.pl

<sup>2</sup>Малопольський центр відновлюваних джерел енергії «BioEnergia»

вул. Баліцка, 116 б, м. Краків, Польща,

e-mail: grzegorz.wcislo@ur.krakow.pl

<sup>3</sup>Луцький національний технічний університет

вул. Львівська, 75, м. Луцьк, Україна, e-mail: didukh\_v@ukr.net

<sup>4</sup>Львівський національний аграрний університет

вул. Володимира Великого, 1, м. Дубляни, Жовківський р-н, Львівська обл., Україна,

e-mail: tomyk.lnau@gmail.com

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2018.01.113>

**Постановка проблеми.** Сьогодні велику увагу приділяють відновлюваним джерелам енергії. Залежно від виду рослинної сировини тверде біопаливо можна одержувати з відходів побічних продуктів переробки деревини (стружка і тирса без кори, відходи з корою, відходи виробництва МДФ, шліфувальний пил, відходи фанерних виробництв тощо), а також із побічних продуктів і відходів сільськогосподарської сировини (соломи, лушпиння зернових культур, рису, кукурудзи, соняшнику тощо) та з інших видів сировини [2].

Саме відходи й побічні продукти сільськогосподарської сировини становлять значну частку всієї біомаси і можуть бути основним джерелом палива для більшості сільських регіонів, особливо регіонів із невеликими лісовими масивами [2; 4]. Одним із таких твердих видів палива є брикет [1; 5; 12; 13]. Найбільший інтерес становлять брикети, виготовлені з деревних відходів та/або соломи в тюках прямокутної чи циліндричної форми, а також інших рослинних решток, отриманих після збирання врожаю [3; 7 – 9].

Залежність дозрівання льону олійного від погодних умов вказує на потребу утилізації стеблової частини від моменту відділення насіння до перетворення соломи на тресту. З подрібнених стебел соломи й відходів переробки трести можна виготовляти паливні матеріали, у тому числі з використанням сапропелю як зв'язувальної речовини. За результатами досліджень [10], автори пропонують три напрями застосування свіждо-

бутого озерного сапропелю в сумішах з листостебловою частиною врожаю сільськогосподарських культур: у виробництві біогазу, з подальшим використанням як органічних добрив; для виготовлення компостів органічного походження, суміші яких наближені за фізико-механічними властивостями до ґрунтів [6]; як альтернативного твердого палива у вигляді брикетів.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Проведені дослідження, спрямовані на підвищення енергетичних параметрів паливних брикетів [11; 13; 18], вказують на їх актуальність. Одним із найважливіших напрямів на сьогодні є дослідження, спрямовані на підвищення теплотворної здатності паливних брикетів, тобто поліпшення таких параметрів, як теплота згоряння та теплотворна здатність [14; 17; 20]. Питома теплота згоряння – кількість теплоти, що виділяється в разі повного згоряння одиниці маси твердого палива. Внаслідок конденсації водяної пари відновлюється додаткова енергія, що збільшує тепловий ефект. Тому, залежно від типу палива, теплота згоряння характеризується вищим значенням цього показника, ніж теплотворна здатність, від 5 до 20 % [21; 22]. Вказана відмінність залежить від вологості палива та кількості атомів водню в структурі палива. Збільшення теплотворної здатності біомаси домагаються додаванням до основних матеріалів інших енергетичних добавок [13; 15; 16]. Під час виробництва

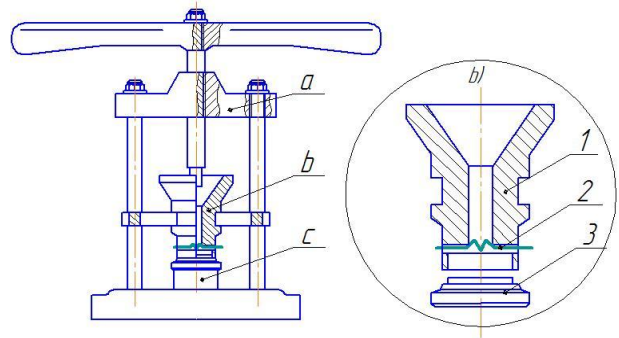
паливних брикетів зі соломи чи костри льону-довгунця як зв'язувальну речовину можна додати фракцію органічного сапропелю [19].

**Постановка завдання.** Метою дослідження було визначення теплоти згоряння (верхня теплотворна здатність) та теплотворної здатності (нижча теплотворна здатність) брикету на основі соломи та костри льону-довгунця, а також їх сумішей із додаванням сапропелю у кількості відповідно 50 та 30 %.

**Виклад основного матеріалу.** Основою для розрахунку теплотворної здатності є визначення температури спалювання брикету, яке проводили на основі стандарту PN-C-04062:2018-05, що діє в Польщі. Досліджувані зразки брикету виготовляли в лабораторії енергетики та біопалива Малопольського центру відновлюваних джерел енергії «BioEnergia», м. Краків, Польща. Фракція соломи та трести льону-довгунця, а також сапропель отримані в лабораторії Луцького національного технічного університету. Вологість соломи, яка використовується для виробництва брикетів, становила 10 %.

Досліджувані зразки брикету виготовляли таким чином. Зважували 1 г досліджуваної суміші – костри, соломи льону-довгунця та сапропелю – у відповідному співвідношенні. Відрізали з

катушки необхідну довжину канталевого дроту, який характеризується високим електричним опором та жаротривкістю. Дріт використовували для запалювання досліджуваного зразка. Пізніше дріт встановлювали в прес (рис. 1) і насипали досліджувану суміш, яку за допомогою гвинта спресовували й отримували паливну пробку з виступаючими двома дротами (рис. 2, 3).



**Рис. 1.** Конструктивна схема механічного преса для формування пробки:

*a* – прес; *b* – прес-форма; *c* – підставка;

1 – корпус прес-форми; 2 – канталевий дріт;

3 – шайба

**Fig. 1.** Constructive scheme of mechanical press for the formation of a stopper:

*a* – press; *b* – mold; *c* – stand;

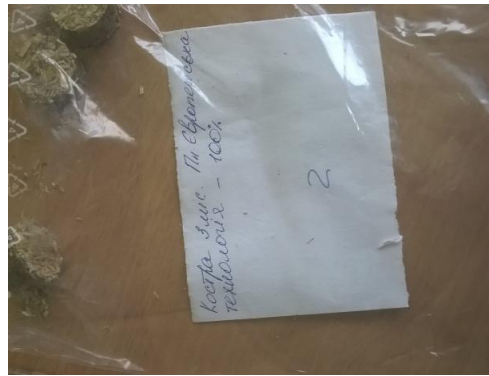
1 – body of the mold; 2 – cantal wire; 3 – the washer



1) костра 70 % – сапропель 30 %

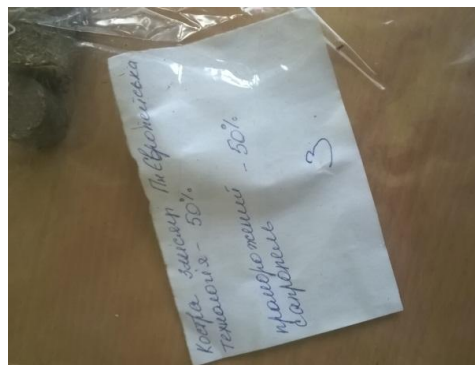


2) костра 100 %



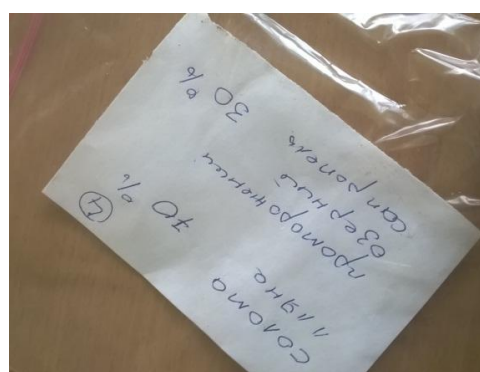
**Рис. 2.** Зразки паливних пробок та досліджуваного матеріалу на основі костри

**Fig. 2.** Examples of fuel jams and chest-based study material



3) костра 50 % – сапрел'єль 50 %

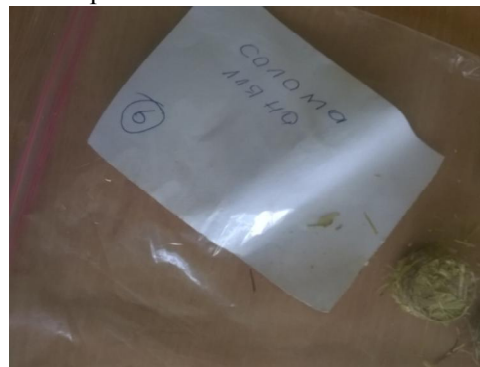
**Рис. 2 (продовження).** Взірці паливних пробок та досліджуваного матеріалу на основі костри  
**Fig. 2 (continuation).** Examples of fuel jams and chest-based study material



1) солома льону-довгунця 70 % – сапрел'єль 30 %

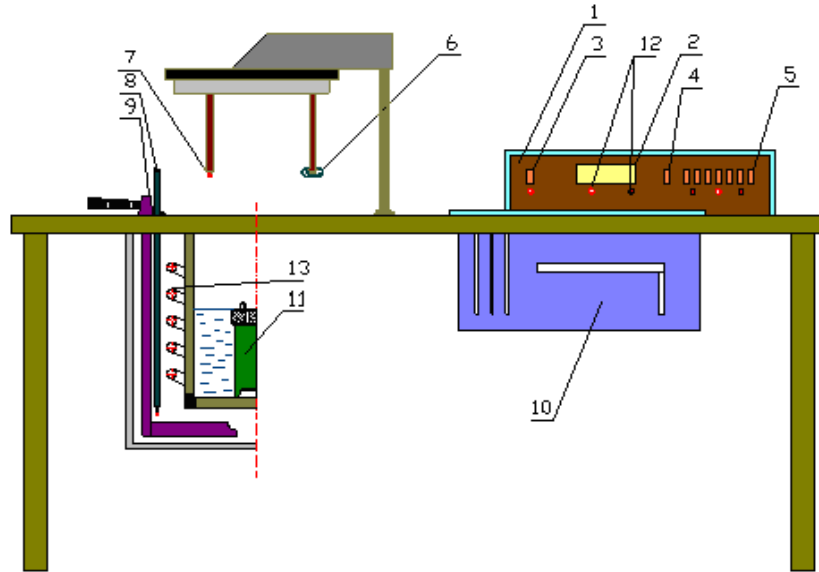


2) солома льону-довгунця 50 % – сапрел'єль 50 %



3) солома льону-довгунця 100 %

**Рис. 3.** Взірці паливних пробок та досліджуваного матеріалу на основі соломи льону-довгунця  
**Fig. 3.** Examples of fuel cork and straw flax material



**Рис. 4.** Конструктивна схема калориметра KL-10:

1 – блок управління; 2 – цифровий дисплей; 3 – вимикач живлення; 4 – кнопка «ПУСК»; 5 – кнопка зчитування значення теплоти згоряння; 6 – мішалка; 7 – термометр; 8 – термометр термостата; 9 – змішувач термостата; 10 – блок управління; 11 – калориметрична бомба; 12 – сигнальні діоди; 13 – котушка нагрівання

**Fig. 4.** Constructive scheme of calorimeter KL-10:

1 – control unit; 2 – digital display; 3 – power switch; 4 – button «START»; 5 – read button value of the heat of combustion; 6 – mixer; 7 – thermometer; 8 – thermometer of thermostat; 9 – thermostat mixer; 10 – control unit; 11 – calorimetric bomb; 12 – signal diodes; 13 – heating coil

Теплоту згоряння паливних пробок визначали за допомогою калориметра KL-10 (рис. 4) польського виробництва, компанії «Precyzja Bit», в якому паливний зразок спалювали в калориметричній бомбі 11. Кінці дроту з'єднували з електродами, після чого бомбу заповнювали чистим киснем (> 99 % O<sub>2</sub>) до тиску 2,4 МПа. Натиснувши кнопку 4 «ПУСК», імпульсно подавали електричний струм напругою 48 В, завдяки чому провід нагрівався, зумовлюючи запалення досліджуваного взірця та швидке його згоряння в середовищі чистого кисню.

Загальний тепловий ефект згоряння взірців паливних брикетів визначається залежністю

$$Q_b = \frac{C_k \cdot \Delta t - Q_2 m_2}{m_o}, \quad (1)$$

де  $C_k = 12,908$  – теплова потужність калориметра, кДж/°С;  $\Delta t$  – кориговане підвищення температури під час згоряння (модель 2),  $Q_2 = 6704$  – теплота згоряння проводу запалення, кДж/кг;  $m_o$  – маса паливного зразка, кг;  $m_2 = 0,000007$  – маса проводу запалення, кг.

Кориговане підвищення температури під час згоряння визначимо зі залежності

$$\Delta t = [(t_n + h_n) - (t_o + h_o)] + a + b, \quad (2)$$

де  $t_o$  – початкова температура основного періоду (згоряння зразка), °С;  $t_n$  – кінцева температура

основного періоду (зразок згоряння), °С;  $h_o$  та  $h_n$  – поправки для калібрування термометра за температури  $t_o$  та  $t_n$ ,  $a$  – корекція для теплообміну калориметра, °С;  $b$  – корекція для виступаючої ртутної колони, °С.

Теплота згоряння зразків паливних пробок визначається залежністю

$$Q_s^a = \frac{C_k \Delta t - Q_2 m_2}{m_o} + \Delta Q_s, \quad (3)$$

де  $\Delta Q_s$  – коефіцієнт перетворення теплоти згоряння палива  $\Delta Q_s = 30$  кДж/кг.

Об'єм теплоти паливних пробок був розрахований на підставі залежності

$$Q_i^a = Q_s^a - 24,42 (8,94 \cdot H - W), \quad (4)$$

де  $H$  – вміст водню у випробовуваному паливі, %;  $W$  – вологість досліджуваного палива, %.

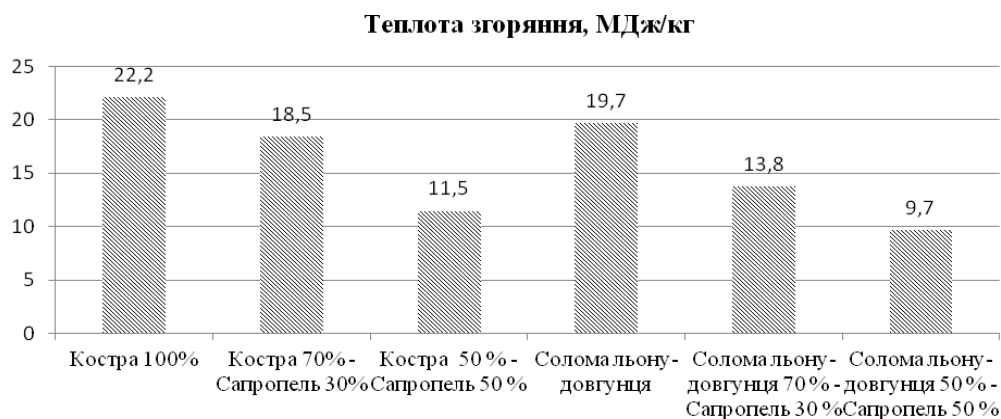
Провівши відповідно до методики, описаної вище, дослідження теплотворної здатності взірців паливних брикетів та здійснивши відповідні розрахунки, отримали такі результати (див. табл.).

У програмному засобі *Microsoft Excel* побудовано залежності теплоти згоряння та теплотворної здатності для брикетів на основі соломи та костри льону-довгунця в чистому вигляді та з додаванням відповідно 30 та 50 % органічного сапропелю (рис. 5, 6).

**Таблиця.** Результати визначення теплоти згоряння досліджуваних зрізів паливних брикетів, отриманих зі соломи та костри льону-довгунця з додаванням органічного сапропелю (30 та 50 % відповідно)

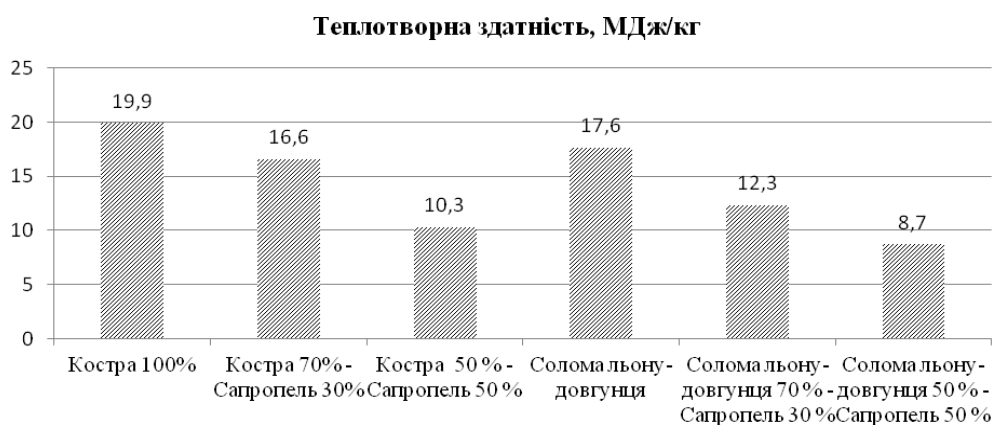
**Table.** Results heat of combustion of fuel plugs of the studied models obtained from the straw and the fires of flax with the addition of organic sapropel (30 and 50 % respectively)

№ з/п	Вологість, %	T1, °C	T2, °C	T3, °C	T4, °C	Q, кал/г	Q, Дж/г	МДж/кг	Маса наважки m, г	Маса проводу m, г
1	10	19,96	20,01	21,13	21,089	4431,9	18525,22	18,5	1,004	0,004
2	10	19,96	20,01	21,13	21,089	5308,5	22189,43	22,2	1,004	0,004
3	10	19,96	20,01	21,13	21,089	2742,5	11463,78	11,5	1,004	0,004
4	10	19,96	20,01	21,13	21,089	3297,9	13785,15	13,8	1,004	0,004
5	10	19,96	20,01	21,13	21,089	2320,2	9698,286	9,7	1,004	0,004
6	10	19,96	20,01	21,13	21,089	4705,4	19668,62	19,7	1,004	0,004



**Рис. 5.** Теплота згоряння для брикетів на основі соломи та костри льону-довгунця в чистому вигляді та з додаванням відповідно 50 та 30 % сапропелю

**Fig. 5.** Combustion heat for briquettes based on straw and fiber-flax straw in pure form and with the addition of respectively 50 and 30 % sapropel



**Рис. 6.** Теплотворна здатність для брикету на основі соломи та костри льону-довгунця в чистому вигляді та з додаванням відповідно 50 та 30 % сапропелю

**Fig. 6.** Heat capacity for briquettes based on straw and flax straw in pure form and with the addition of respectively 50 and 30 % sapropel



Проаналізувавши залежності (рис. 4, 5), ми з'ясували, що теплота згоряння костри становить 22,2 МДж/кг, додавання 30 % сапропелю зумовлює зменшення цього показника до 18,5 МДж/кг, а додавання 50 % – до 11,5 МДж/кг. Теплота згоряння соломи льону-довгунця становить 19,7 МДж/кг, додавання 30 % сапропелю зумовлює зменшення цього показника до 13,8 МДж/кг, а додавання 50 % – до 9,7 МДж/кг. Цей результат свідчить і про швидкість горіння паливних брикетів з додаванням сапропелю. Таке твердження ґрунтується на зміні енергетичного потенціалу інших видів матеріалу (костра + сапропель). Як показує практика, сапропель органічного походження у затверділому стані не горить, а тліє (що відображено на отриманих залежностях). Таким чином, застосування його як зв'язувальної речовини може відіграти позитивну роль під час виготовлення паливних брикетів.

**Висновки.** 1. Встановлено, що найвищі значення теплотворної здатності притаманні брикетам з костри, незначно менші – брикетам зі соломи льону-довгунця, а найменші – брикетам із додаванням до їх складу 30 та 50 % сапропелю. Вологість матеріалу, який використовується для виробництва брикетів, становила 10 %.

2. За результатами досліджень встановлено, що теплота згоряння паливних брикетів, виготовлених із костри, становить 22,2 МДж/кг. Додавання 30 % сапропелю зумовлює зменшення цього показника на 16,6 %, до 18,5 МДж/кг, а додавання 50 % – на 48,2 %, до 11,5 МДж/кг. Теплота згоряння соломи льону-довгунця становить 19,7 МДж/кг, додавання 30 % сапропелю зумовлює зменшення показника на 30 %, до 13,8 МДж/кг, а додавання 50 % сапропелю – на 50 %, до 9,7 МДж/кг. Слід зазначити, що додавання 30 % сапропелю до костри зменшує її теплотворну здатність на 16,6 %, а додавання 30 % сапропелю до соломи льону-довгунця – на 30%.

3. Оскільки сапропель органічного походження у затверділому стані не горить, а тліє, перспективними є дослідження часу горіння паливних брикетів із вмістом вказаної сировини.

#### Бібліографічний список

- Архангельский Ю. Л. Использование измельченных древесных отходов в торфобрикетном производстве. *Торфяная промышленность*. 1990. № 7. С. 22–24.
- Бордун Т. В. Класифікація і характеристика твердих альтернативних відновлюваних видів біоло-

гічного палива. *Наукові праці Одеської національної академії харчових технологій*. 2013. № 4. С. 71–76.

3. Гриценко В. Т., Бакарджиев Р. О. Перспективи отримання білкових добавок та твердого біопалива з насіння олійних культур. *Механізація та електрифікація сільського господарства*: міжвід. темат. наук. зб. Глеваха, 2013. Вип. 98, т. 2. С. 152–157.

4. Дубровін В. О., Корчемний М. О., Масло І. П. та ін. Біопалива (технології, машини і обладнання). Київ: ЦПІ «Енергетика і електрифікація», 2004. 256 с.

5. Корінчук Д. М., Михайлик В. А., Корінчук К. О. Дослідження структурно-механічних властивостей композиційних брикетів на торф'яній основі з використанням органічних побутових відходів. *Промислова теплотехніка*. 2009. Т. 31, № 7. С. 53–58.

6. Русаков Д., Дідух В., Том'юк В. Промислове виробництво органічних, органо-мінеральних та гранульованих добрив на основі сапропелів. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2014. № 18. С. 37–42.

7. Adamczyk F., Frackowiak P., Mielec K., Kośmicki Z. Trwałość brykietów ze słomy przeznaczonyj na opał, uzyskanych metodą zwijania. *Journal of Research and Applications in Agricultural Engineering*. 2005. 51(1). S. 33–36.

8. Denisiuk W. Produkcja roślinna jako źródło surowców energetycznych. *Inżynieria Rolnicza*. 2005. 5(80). S. 123–131.

9. Denisiuk W. Słoma – potencjał masy i energii. *Inżynieria Rolnicza*. 2008. 2(100). S. 23–30.

10. Didukh V., Tomyuk V., Onyukh Yu., Lalak-Kańczugowska Ju. Analysis of studies of lake sapropel properties. *Teka Komisji Motorization and Power Industry in Agriculture*. 2016. Vol. 16, No. 3. P. 89–94.

11. Fiszer A. Badania porównawcze współczynnika trwałości brykietów ze słomy. *Journal of Research and Applications in Agricultural Engineering*. 2008. 53(3). P. 69–71.

12. Hejft R. Ciśnieniowa aglomeracja materiałów roślinnych. Białystok, 2002.

13. Hejft R. Wytwarzanie brykietów z odpadów roślinnych w ślimakowym układzie roboczym. *Inżynieria Rolnicza*. 2006. 5(80). S. 231–238.

14. Mani S., Tabil L. G., Sokhansanj S. Specific energy requirement for compacting corn stover. *Bioresource Technology*. 2006. No. 97. P. 1420–1426.

15. Niedziółka I., Szymanek M., Zuchniarz A. Energetic evaluation of postharvest corn mass for heating purposes. *Teka Komisji Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa*. 2006. T. VI(6A). S. 145–150.

16. Niedziółka I., Szymanek M., Zuchniarz K. Ocena właściwości energetycznych i mechanicznych brykietów z masy poźniwej kukurydzy. *Inżynieria Rolnicza*. 2007. 7(95). S. 153–159.

17. O'Dogherty M. J., Huber A. J., Dyson J., Marshal C. J. A study of the physical and mechanical properties of wheat straw. *Journal of Agricultural Engineering Research*. 1995. 62(2). P. 133–142.

18. PN-C-04062:2018-05. Przetwory naftowe – Oznaczenie ciepła spalania paliw ciekłych w bombie kalorymetrycznej i obliczanie wartości opałowej z zastosowaniem wzorów empirycznych. 2018.

19. Produkcja biomasy na cele energetyczne / J. Frączek i inni. Kraków: PTIR, 2010.

20. Przetwarzanie biomasy na cele energetyczne / J. Frączek i inni. Kraków: PTIR, 2010.

21. Wcisło G. Determining the rapeseed oil influence on Biodiesel RME top heat value - 2007. *Silniki Spalinowe. Development of Combustion Engines*. 2007. R 46, № SC3. P. 201-205.

22. Wcisło G. Wyznaczenie ciepła spalania oraz wartości opałowej ulepszonych odmian rzepaku. *MOTROL*. 2010. Vol. 12. S. 181–187.

**Вцісло Г., Дідух В., Том'юк В.**

### **ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ДОДАВАННЯ ФРАКЦІЇ САПРОПЕЛЮ НА ЕНЕРГЕТИЧНІ ПОКАЗНИКИ БРИКЕТІВ ЗІ СОЛОМИ ТА КОСТРИ ЛЬОНУ-ДОВГУНЦЯ**

Подано результати експериментальних досліджень впливу додавання фракції сапропелю (30 та 50 %) на калорійність брикетів, виготовлених із костри та соломи льону-довгунця, зокрема їх теплоти згоряння і теплотворної здатності.

Результати експериментальних досліджень показали, що найвищі значення теплотворної здатності мають брикети з костри, незначно менші – зі соломи льону-довгунця, а найменші – із цих матеріалів з додаванням до їх складу 30 та 50 % сапропелю. Вологість матеріалу, який використовується для виробництва брикетів, становила 10 %. Досліджувані зрізки брикету виготовляли в лабораторії енергетики та біопалива Малопольського центру відновлюваних джерел енергії «BioEnergia». Фракція соломи та трести льону-довгунця, а також сапропель отримані в лабораторії Луцького національного технічного університету.

За результатами досліджень встановлено, що теплота згоряння костри становить 22,2 МДж/кг, додавання 30 % сапропелю зумовлює зменшення цього показника на 16,6 %, до 18,5 МДж/кг, а додавання 50 % – на 48,2 %, до 11,5 МДж/кг. Теплота згоряння соломи льону-довгунця становить 19,7 МДж/кг, додавання 30 % сапропелю зумовлює зменшення показника на 30 %, до 13,8 МДж/кг, а додавання 50 % сапропелю – на 50 %, до 9,7 МДж/кг. Зазначимо, що додавання 30 % сапропелю до костри зменшує її теплотворну здатність на 16,6 %, а додавання 30 % сапропелю до соломи льону-довгунця – на 30 %.

Оскільки сапропель органічного походження у затверділому стані не горить, а тліє, перспективними є дослідження часу горіння паливних брикетів із вмістом вказаної сировини.

**Ключові слова:** костра, солома льону-довгунця, теплота згоряння, сапропель, паливна пробка, брикет.

**Wcisło G., Didukh V., Tomiuk V.**

### **INVESTIGATION ON THE EFFECT OF APPLICATION OF THE FRACTIONS OF SAPROPEL ON THE ENERGY INDICATORS OF BRIQUETTES MADE FROM THE STRAW AND COMMON FLAX HURDS**

The article presents the results of experimental studies of combustion heat and calorific value of briquettes on the basis of straw and flax hurds with the addition of sapropel fraction. The calorific value was determined by burning briquettes, based on the standard PN-C-04062: 2018-05, which operates in Poland. The explored models of briquettes were made in the Laboratory of Energy and Biofuels of the Malopolska Center for Renewable Energy «BioEnergia», Krakow, Poland. Fraction of straw and retted straw, as well as sapropel, were obtained in the laboratory of Lutsk National Technical University. The moisture content of straw used for briquettes production was 10 %.

During experimental studies, the effect of adding sapropel fractions (30 and 50 %) on the caloric value of briquettes made from the hurds and flax straw, in particular their combustion heat and calorific value, was established.

The results of experimental studies have shown that the highest values of calorific value are briquettes from the hurds, slightly smaller ones – from the flax straw, and the smallest – from these materials with addition to their composition of 30 and 50 % sapropel. Humidity of the material used for the production of briquettes was 10 %. The investigated models of briquettes were produced at the Energy and Biofuels Laboratory of the Malopolska Center for Renewable Energy «BioEnergia». Fraction of straw and retted straw, as well as sapropel, were obtained in the laboratory of Lutsk National Technical University.



According to the results of the research it was established that the heat of burning hurds is 22,2 MJ/kg, adding 30 % sapropel causes decrease of this index by 16,6 %, to 18,5 MJ/kg, and addition of 50 % – by 48,2 %, to 11,5 MJ/kg. The heat of combustion of flax straw is 19,7 MJ/kg, adding 30 % of sapropel causes a decrease of 30 %, to 13,8 MJ/kg, and the addition of 50 % sapropel – by 50 %, up to 9,7 MJ/kg. It should be noted that the addition of 30 % sapropel to the hurds reduces its calorific value by 16,6 %, and the addition of 30 % sapropel to flax straw – by 30 %.

Since sapropel being of organic origin in a hardened state does not burn, but is smoldering, the study of combustion time of fuel briquettes with the contents of said raw materials is promising.

**Key words:** hurds, flax straw, heat of combustion, sapropel, fuel cork, cake/briquette.

*Стаття надійшла 17.11.2018*

**ЕЛЕКТРОТЕХНІЧНІ КОМПЛЕКСИ ТА СИСТЕМИ  
В АГРОПРОМИСЛОВОМУ ВИРОБНИЦТВІ**

УДК 621.3.027.7

**ДОСЛІДЖЕННЯ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНИХ ПРОЦЕСІВ  
У ВИМИКАЧІ НАДВИСОКОЇ НАПРУГИ**

**Віталій Левонюк<sup>1</sup>, Галина Чабан<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>Львівський національний аграрний університет  
вул. Володимира Великого, 1, м. Дубляни, Жовківський р-н, Львівська обл., Україна,  
e-mail: vitaliy\_levoniuk@ukr.net

<sup>2</sup>Національний університет «Львівська політехніка»,  
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, Україна, e-mail: gtchaban@gmail.com

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2018.01.121>

**Постановка проблеми.** Нині неможливо уявити ведення національного господарства без використання електричної енергії. Як відомо, електрична енергія перед споживанням у середньому піддається п'яти трансформуванням та проходить через ряд різноманітних елементів електротехнічних систем. Для забезпечення безперебійної роботи елементів електротехнічних систем пересилання енергії, останні повинні постійно піддаватися різноманітним дослідженням, оптимізації та вдосконаленню. Одним із можливих та ефективних засобів дослідження на сьогодні є апарат математичного моделювання, використання якого дає змогу досліджувати різноманітні електротехнічні комплекси й системи, не залучаючи при цьому дорогих натурних експериментів.

Важливими елементами в електротехнічних системах пересилання енергії надвисокої напруги є вимикачі. Без сумніву, дослідження процесів, які проходять в електричних мережах, без урахування впливу вимикачів (наприклад, горіння дуги під час комутації) не дасть достовірної інформації про останні. Цілком зрозуміло, що горіння дуги в елегазовому вимикачі можливо описати лише зі залученням апарату прикладної фізики, зокрема рівняння електромагнетного поля, рівняння Фур'є, теорії плазми з урахуванням впливу середовища, тобто його фізико-хімічних властивостей, а також теорії Лагранжа щодо опису механічних процесів переміщення контактів вимикача. На сьогодні моделі згаданих пристроїв якщо й побудовані, то є надзвичайно складними та громіздкими, а отже, не завжди прийнятні в задачах аналізу перехідних

процесів в електротехнічних системах пересилання електроенергії.

Таким чином, проблема побудови ефективних, достатньо адекватних та відносно простих моделей комутаційних апаратів, зокрема й вимикачів надвисокої напруги, – на часі.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.**

Система приводу руху контактів елегазових вимикачів надвисокої напруги на сьогодні не є широкодослідженим об'єктом. Причиною цього може бути хоча би й те, що виробники до кінця не розкривають усіх способів улаштування згаданих вимикачів та роблять із цього комерційну таємницю. Тому спектр праць із математичного моделювання вимикачів не є дуже широким.

У роботі [8] уже було здійснено детальний аналіз праць, в яких проводилося дослідження електромагнетних перехідних процесів в елементах електротехнічних систем пересилання енергії, однак там не було розглянуто праці, в яких аналізувалися комутаційні процеси.

У праці [10] до уваги фахівців, що експлуатують пристрої синхронної комутації та детермінують оптимальні моменти комутації БСК-110, репрезентовано елементи моделі та розрахунки режимів роботи високовольтного вимикача. Показано результати понад 100 віртуальних дослідів комп'ютерного моделювання в різних станах комутації. Зокрема, встановлено, що в околі точок 180; -18; 0; 18 електричних градусів за осцилограмою функції струму наявні повторні пробої міжконтактного проміжку, або, іншими словами, відбувається запалювання при від-

ключенні батареї статичних конденсаторів 110 кВ БСК-110 кВ. Відключення перед переходом функції струму через нуль викликає повторні пробої, а діапазони – 108; 0; 108 і 180 є неприпустимими за перенапругами.

На основі теоретичних і практичних даних у праці [11] було розроблено модель високовольтного вимикача 110 кВ, яка дає змогу описувати процес комутації батареї статичних конденсаторів 110 кВ з урахуванням повторних пробоеів і запалювання дуги, а також кидків струму.

У статті [4] описано метод відтворення фізичних процесів, які протікають в електромагнетному приводі вакуумного вимикача. До репрезентованої електричної схеми заміщення розглянуто задачу розрахунку магнетного поля системи складної конфігурації з подальшим розрахунком індуктивності. Розрахунок індуктивності здійснювали через енергію магнетостатичного поля в різні інтервали часу. Отримано розв'язок системи диференціальних рівнянь стану напруги та струму в колі, встановлено їх зв'язок із механічними процесами в системі.

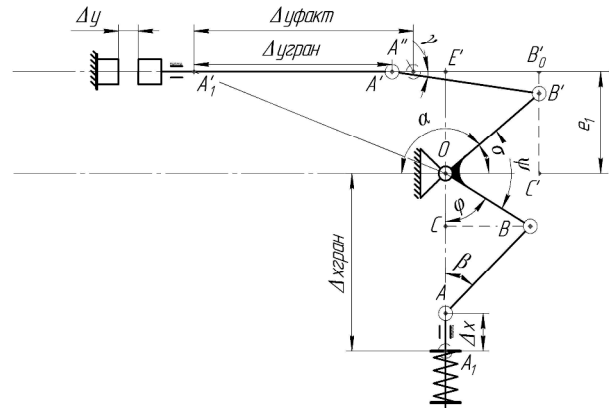
Проаналізувавши доступні нам праці, в яких розроблено математичні моделі вимикачів, бачимо, що питання вивчення впливу механічних процесів у вимикачі на перехідні процеси в елементах електричних мереж є не повністю розкритим. Отже, виникає потреба в розробці математичної моделі вимикача, яка дозволила би враховувати згадані впливи.

**Постановка завдання.** Метою дослідження є побудова математичної моделі механізму переміщення контактів елегазового вимикача надвисокої напруги та з її використанням здійснення аналізу електромеханічних процесів у згаданому пристрої.

**Виклад основного матеріалу.** Якщо аналізувати механізми переміщення контактів елегазових вимикачів надвисокої напруги, то можна сказати, що найпоширенішими є кривошипно-шатунні механізми. Відомо, що кривошипно-шатунні механізми поділяються на центральні та зміщені. У досліджуваному вимикачі одна частина кривошипно-шатунного механізму є центральна, а інша – дезаксіальна, тому побудова математичної моделі такого механізму дещо ускладнюється.

На рис. 1 репрезентовано кінематичну схему механізму переміщення контактів вимикача. Модуль вимикача зазвичай має два розриви (дві пари контактів), тому кінематична схема, яка показана на рис. 1, – це симетрична половина всієї схеми.

Оскільки вони є повністю однакові, то немає потреби наводити другу її частину. Проаналізувавши кінематичну схему, бачимо, що потрібно встановити, як змінюватиметься величина  $\Delta y$  (відстань між контактами) залежно від спрацювання привідної пружини.



**Рис. 1.** Кінематична схема механізму переміщення контактів вимикача

**Fig. 1.** Kinematic diagram of the mechanism for moving the contacts of the circuit breaker

Запишемо вираз для знаходження відстані між контактами вимикача:

$$\Delta y = \Delta y_{\text{факт}} - \Delta y_{\text{гран}}, \quad (1)$$

де відстань  $\Delta y_{\text{факт}}$  виникає після переміщення точки  $A'$  в точку  $A''$ . У початкових умовах  $\Delta y_{\text{факт}} = \Delta y_{\text{гран}}$ ;  $\Delta y_{\text{гран}}$  – величина ходу контакту.

Запишемо вираз для пошуку  $\Delta y_{\text{факт}}$  (див. рис. 1):

$$\Delta y_{\text{факт}} = E'A'' - E'A', \quad (2)$$

де

$$E'A'' = \sqrt{(OB' + B'A')^2 - e_1^2}, \quad (3)$$

$$E'A' = B'_0A' - B'_0E'. \quad (3)$$

За відомими правилами геометрії запишемо:

$$B'_0E' \equiv C'O = OB' \cos s, \quad B'_0A' = B'A' \cos g. \quad (4)$$

Підставивши вирази з (4) у другий вираз у (3) та після цього вирази з (3) у (2), отримаємо:

$$\Delta y_{\text{факт}} = \sqrt{(OB' + B'A')^2 - e_1^2} - [B'A' \cos g - OB' \cos s]. \quad (5)$$

Проаналізувавши вираз (5), бачимо, що в ньому є невідомі величини  $\cos g$  та  $\cos s$ . Займемося пошуком цих величин згідно з рис. 1:

$$s = 180 - a, \quad a = 270 - (j + y) \Rightarrow$$

$$\Rightarrow s = (j + y) - 90^\circ; \quad (6)$$

$$C'B' = OB' \sin S = e_1 - B'A' \sin g,$$

звідки

$$\sin g = \frac{OB' \sin S - e_1}{-B'A'} \quad (7)$$

Відповідно до тригонометричних формул другий вираз у (7) дорівнює:

$$\cos g = \sqrt{1 - \left[ \frac{OB' \sin S - e_1}{-B'A'} \right]^2} \quad (8)$$

Підставивши третій вираз із (6) та вираз (8) у (5), отримаємо:

$$\Delta y_{\text{факт}} = \sqrt{(OB' + B'A')^2 - e_1^2} - \left[ B'A' \sqrt{1 - \left[ \frac{OB' \sin((j + y) - 90^\circ) - e_1}{-B'A'} \right]^2} - OB' \cos((j + y) - 90^\circ) \right] \quad (9)$$

Рівняння (9) дає змогу знаходити відстань між контактами вимикача, знаючи кут  $\varphi$ . Цілком зрозуміло, що кут  $\varphi$  має бути функцією від  $\Delta x$ . З рис. 1 випливає, що:

$$\Delta x = OA_1 - OA, \quad OA_1 = BO + BA, \quad OA = AC + CO, \\ AC = BA \cos b, \quad CO = BO \cos j \quad (10)$$

Врахувавши всі вирази в (10), можемо записати:

$$\Delta x = BO + BA - (BA \cos b + BO \cos j) \quad (11)$$

Для рис. 1 за правилами геометрії запишемо:

$$BC = BO \sin j = BA \sin b, \quad (12)$$

звідки

$$\sin b = \frac{BO}{BA} \sin j \quad (13)$$

Відповідно до тригонометричних формул вираз (13) перепишемо так:

$$\cos b = \sqrt{1 - \left[ \frac{BO}{BA} \sin j \right]^2} \quad (14)$$

Підставивши вираз (14) в (11), отримаємо:

$$\Delta x = BO + BA - \left( BA \sqrt{1 - \left[ \frac{BO}{BA} \sin j \right]^2} + BO \cos j \right) \quad (15)$$

У виразі (15) величину  $\Delta x$  можна знайти, використовуючи диференціальні рівняння, які описують роботу пружини. Ці рівняння одержано на основі модифікованого принципу Гамільтона – Остроградського на етапі отримання рівнянь механічного та електромагнетного стану досліджуваної системи.

Аналізуючи рівняння (9) та (15), бачимо, що якби можна було з цих рівнянь виразити кут  $\varphi$  та прирівняти ці вирази між собою, то задача була б

розв'язана. Оскільки цей кут неможливо виразити через наявність коренів квадратних, задача суттєво ускладнюється. Ми пропонуємо побудувати табличну функцію залежності  $\Delta x(\varphi)$ , після чого побудувати обернену функцію  $\varphi(\Delta x)$  та апроксимувати її. Таким чином отримуємо вираз, який описує зміну кута  $\varphi$  залежно від  $\Delta x$ .

Механізм переміщення контактів має такі параметри:  $OB = 0,165$  м,  $BA = 0,143$  м,  $OB' = 0,162$  м,  $B'A' = 0,201$  м,  $e_1 = 0,132$  м,  $y = 86,5^\circ$ ,  $m = 5$  кг. Для репрезентованих параметрів у програмному комплексі *MathCad 15* було побудовано обернену функцію до виразу (14) (рис. 2), а в програмному засобі *Microsoft Excel* апроксимовано функцію  $\varphi(\Delta x)$  з використанням поліноміальної залежності (рис. 3).

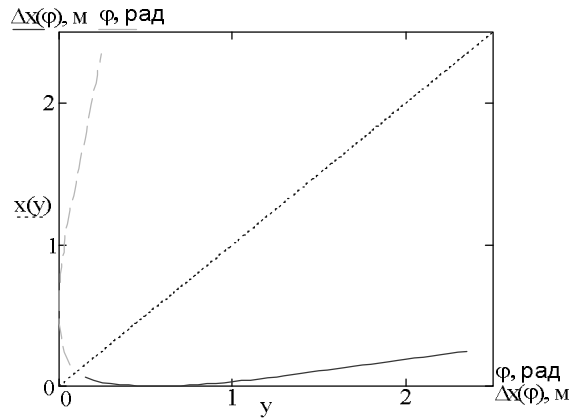


Рис. 2. Побудова оберненої функції в *MathCad 15*  
Fig. 2. Construction of the inverse function in *MathCad 15*

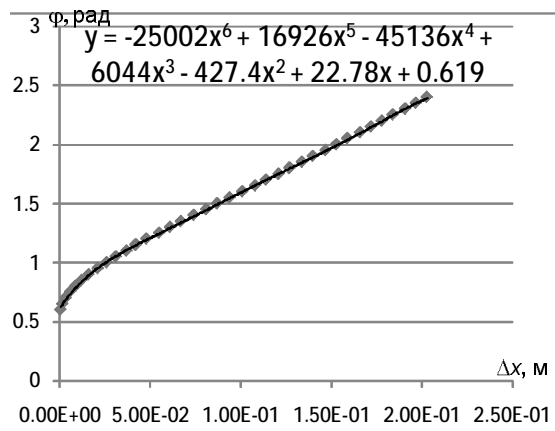
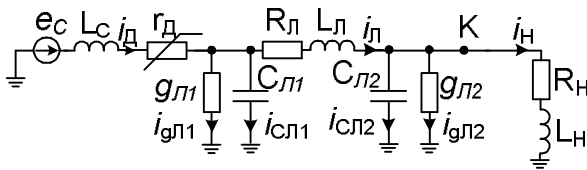


Рис. 3. Апроксимація таблично заданої функції у *Microsoft Excel*  
Fig. 3. Approximation of the tabulated function in *Microsoft Excel*

Дослідження перехідних електромеханічних процесів здійснюємо для електротехнічної системи, представленої на рис. 4, за електричною схемою, яка запропонована в [5]. У згаданій праці лінію електропередачі розглядають у вигляді хвильового опору. Ми ж пропонуємо розглянути її у вигляді П-заступної схеми лінії електропередачі з еквівалентним активно-індуктивним навантаженням. Оскільки досліджуються симетричні перехідні режими, це дає підстави розглядати трифазну електричну мережу в однолінійному виконанні для параметрів прямої послідовності [2; 6] (див. рис. 4).



**Рис. 4.** Розрахункова схема фрагмента електротехнічної системи пересилання енергії  
**Fig. 4.** Schematic diagram of a fragment of an electrical energy transfer system

Електрична мережа отримує живлення від електроенергетичної системи, яка представлена фазною електрорушійною силою  $e_c$  та індуктивністю системи  $L_c$ . Вимикач у розрахунковій схемі електротехнічної системи пересилання енергії репрезентовано активним опором, характеристики якого залежать від відстані між контактами вимикача.

Цілком очевидно, що для забезпечення високої адекватності математичної моделі досліджуваного об'єкта потрібно якісно та правильно застосовувати фундаментальні фізичні закони, які ґрунтуються на теорії звичайних диференціальних рівнянь та диференціальних рівнянь з частинними похідними. Таким чином, побудова математичної моделі реального фізичного об'єкта зводиться до формування системи диференціальних рівнянь. Існує два основні підходи до формування моделей – класичний та варіаційний. Кожен із цих підходів, за словами Уайта й Вудсона [12], приводить до вірних результатів, якщо, зрозуміло, правильно їх застосовувати. Натомість шляхи, які ведуть до остаточної моделі, є різними, а отже, кожен зі згаданих підходів має свої вади й переваги. Відомо, що використання класичних підходів у деяких випадках може призвести до втрати певних прихованих рухів, а відтак до зниження адекватності самої математичної моделі. З іншого боку, варіаційний підхід дає змогу відносно вузькому спеціалісту розв'язувати задачі,

далекі від його кваліфікації. Іншими словами, застосування варіаційних підходів розширює коло можливих користувачів.

Найбільш вдалою математичною інтерпретацією варіаційних підходів є інтегральний варіаційний принцип Гамільтона – Остроградського, який нині успішно адаптований на системи як із зосередженими, так і з розподіленими параметрами [13].

Для досліджуваної системи розширений функціонал дії за Гамільтоном – Остроградським та його варіація будуть мати такий вигляд [13]:

$$S = \int_0^t L^* dt, \quad dS = \int_0^t \left( \frac{\partial L^*}{\partial q_i} dq_i + \frac{\partial L^*}{\partial \dot{q}_i} d\dot{q}_i \right) dt, \quad (16)$$

де  $S$  – дія за Гамільтоном – Остроградським,  $L^*$  – розширена функція Лагранжа,  $q$  – узагальнена координата;  $\dot{q} = dq/dt$  – узагальнена швидкість;  $i$  – число степенів вільності системи (для голономних систем).

Розширена функція Лагранжа має такий вигляд [13]:

$$L^* = \overset{\circ}{T} - P^* + \Phi^* - D^*, \quad (17)$$

де  $\overset{\circ}{T}$  – кінетична коенергія,  $P^*$  – потенціальна енергія,  $\Phi^*$  – енергія дисипації,  $D^*$  – енергія сторонніх непотенціальних сил.

Для досліджуваної електротехнічної системи з урахуванням механічних процесів запишемо елементи розширеної функції Лагранжа [3; 13]:

$$T^* = \frac{mV_x^2}{2} + \frac{L_c i_d^2}{2} + \frac{L_L i_L^2}{2} + \frac{L_H i_H^2}{2}; \quad (18)$$

$$P^* = \frac{k(\Delta x)^2}{2} + \frac{Q_{L1}^2}{2C_{L1}} + \frac{Q_{L2}^2}{2C_{L2}}; \quad (19)$$

$$\Phi^* = \frac{1}{2} \int_0^t (k_d V_x^2) dt + \frac{1}{2} \int_0^t (R_L i_L^2 + R_H i_H^2) dt + \frac{1}{2} \int_0^t (r_d i_d^2) dt + \frac{1}{2} \int_0^t (g_{L1}^{-1} i_{gL1}^2 + g_{L2}^{-1} i_{gL2}^2) dt; \quad (20)$$

$$D^* = 4F_x \Delta x + \int_0^t e_c i_d dt, \quad (21)$$

де  $L_c$ ,  $L_L$ ,  $L_H$  – індуктивності системи, лінії та навантаження;  $R_L$ ,  $R_H$  – активні опори лінії та навантаження;  $e_c$  – фазна електрорушійна сила системи;  $C_{L1}$ ,  $C_{L2}$  – ємності лінії;  $Q_{L1}$ ,  $Q_{L2}$  – електричні заряди ємностей  $C_{L1}$ ,  $C_{L2}$ ;  $i_d$ ,  $i_L$ ,  $i_H$  – струм через вимикач, лінію та навантаження;  $g_{L1}$ ,  $g_{L2}$  – активні провідності лінії;  $i_{gL1}$ ,  $i_{gL2}$  – струми витоку лінії;  $r_d$  – опір еквівалентної дуги;  $\Delta x$  – відстань переміщення пружини;  $V_x$  – швидкість переміщення пружини;  $k$  – коефіцієнт пружності пружини;  $k_d$  – коефіцієнт дисипації;  $m$  – приведена маса контактів;  $F_x$  – виштовхувальна сила дуги

одного контакту, зведена до системи координат руху пружини (вимикач складається з двох модулів, кожен модуль має по дві пари контактів, тому у формулі (20) перший доданок помножений на кількість пар контактів).

Далі представимо лише отримання рівнянь, які описують струм через вимикач, та рівняння руху пружини.

Відомо [13], що якщо взяти варіацію функціоналу (16) та прирівняти її до нуля, то після мінімізації функціоналу отримаємо рівняння Ейлера – Лагранжа:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L^*}{\partial \dot{q}_k} - \frac{\partial L^*}{\partial q_k} = 0. \quad (22)$$

Введемо узагальнені координати для гономної системи, представленої на рис. 4, а також знайдемо відповідні їх узагальнені швидкості:  $q_{(1)} = Q_C$  – заряд системи;  $\dot{q}_{(1)} = \frac{dQ_C}{dt} = i_D$  – струм через вимикач.

Зауважимо, що в рівняння Ейлера – Лагранжа (22) підставляємо лише складники, які стосуються елемента, для якого будемо отримувати рівняння електромагнетного чи механічного стану, оскільки похідні по інших функціях (узагальнених координатах) тотожно рівні нулю, оскільки по останніх диференціювання не проводиться.

Запишемо рівняння Ейлера-Лагранжа (22) для вибраної узагальненої координати з урахуванням (18) – (21), враховуючи, що  $\frac{\partial T^*}{\partial Q_C} = -u_{CЛ1}$  [13]:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial}{\partial \dot{q}_k} \left( \frac{L_C i_D^2}{2} + \frac{1}{2} \int_0^t (r_D i_D^2) d\tau - \int_0^t e_D i_D d\tau \right) - \frac{\partial T^*}{\partial q_1} = 0. \quad (23)$$

Змінюючи черговість диференціювання (23) та застосовуючи теорему про похідну інтеграла за верхньою межею, отримаємо рівняння екстремалей функціонала дії за Гамільтоном:

$$\frac{d}{dt} \left( L_C i_D + \int_0^t (r_D i_D) d\tau - \int_0^t e_C d\tau \right) - \frac{\partial T^*}{\partial Q_C} = 0; \quad (24)$$

$$L_C \frac{di_D}{dt} + r_D i_D - e_C + u_{CЛ1} = 0. \quad (25)$$

З рівняння (25) легко отримуємо перше рівняння у (28), репрезентуючи його в нормальній формі Коші.

Враховуючи, що пружина розглядається в одній системі з механізмом, запишемо узагальнені

координати та відповідні їм швидкості для двомасової системи:  $q_{(2)} = x_k$  – поступальна координата руху зосередженої інерційної ланки;

$\dot{q}_{(2)} = \frac{dx_k}{dt} = V_{x_k}$  – швидкість поступального руху точки  $x_k$ ;

$q_{(3)} = x_{k+1}$  – поступальна координата руху

зосередженої інерційної ланки;  $\dot{q}_{(3)} = \frac{dx_{k+1}}{dt} = V_{x_{k+1}}$  –

швидкість поступального руху точки  $x_{k+1}$ .

Враховуючи, що  $\Delta x = q_3 - q_2$ ,  $V_x = \Delta V = \dot{q}_3 - \dot{q}_2$ ,

запишемо:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial}{\partial V_x} \left( \frac{mV_x^2}{2} - \frac{k(\Delta x)^2}{2} + \frac{1}{2} \int_0^t (k_d V_x^2) d\tau - 4F_x \Delta x \right) - \frac{\partial}{\partial \Delta x} \left( \frac{mV_x^2}{2} - \frac{k(\Delta x)^2}{2} + \frac{1}{2} \int_0^t (k_d V_x^2) d\tau - 4F_x \Delta x \right) = 0, \quad (26)$$

звідки

$$\begin{aligned} & \frac{d}{dt} \left( mV_x + \int_0^t (k_d V_x) d\tau \right) + k(\Delta x) + 4F_x = 0 \Rightarrow \\ & \Rightarrow m \frac{dV_x}{dt} + k_d V_x (-1) + k(\Delta x)(-1) + 4F_x (-1) = 0. \quad (27) \end{aligned}$$

З рівняння (27) отримуємо друге рівняння в (32).

Перше рівняння в (32) отримуємо з означення швидкості узагальненої координати.

Детальніше ознайомитися з одержанням рівнянь стану систем подібного характеру на основі варіаційних підходів можна у працях [14; 17; 18].

$$\begin{aligned} \frac{di_D}{dt} &= \frac{1}{L_C} (e_C - r_D i_D - u_{CЛ1}), \\ \frac{du_{CЛ1}}{dt} &= \frac{1}{C_{Л1}} (i_D - i_{Л1} - i_{гЛ1}); \quad (28) \end{aligned}$$

$$\frac{di_{Л1}}{dt} = \frac{1}{L_{Л1}} (u_{CЛ1} - R_{Л1} i_{Л1} - u_{CЛ2}); \quad (29)$$

$$\frac{du_{CЛ2}}{dt} = \frac{1}{C_{Л2}} (i_{Л1} - i_{гЛ2} - i_H),$$

$$\frac{di_H}{dt} = \frac{1}{L_H} (u_{CЛ2} - R_H i_H); \quad (30)$$

$$i_{гЛ1} = g_{Л1} u_{CЛ1}, \quad i_{гЛ2} = g_{Л2} u_{CЛ2}; \quad (31)$$

$$\frac{d\Delta x}{dt} = V_x, \quad \frac{dV_x}{dt} = \frac{k\Delta x + 4F_x + k_d V_x}{m}, \quad (32)$$

де  $u_{CЛ1}$ ,  $u_{CЛ2}$  – напруги відповідно на початку та в кінці лінії.

Значимо, що врахування дугових процесів під час комутації у вимикачі надвисокої напруги є надзвичайно складною задачею, тому ми врахо-



вемо їх у першому наближенні за допомогою активного опору з нелінійною характеристикою, опираючись на працю [20], в якій сказано про внутрішню енергію стовпа дуги, що однозначно пов'язана з його електричним опором експоненціальною залежністю. Усі стани стовпа дуги з однією і тією ж внутрішньою енергією електрично ідентичні, оскільки електричне коло реагує лише на опір. Також цю теорію підтримано і в праці [5], де автори додатково стверджують, що в схемах заміщення електричних мереж дугогасильні пристрої елегазових вимикачів можна враховувати еквівалентним нелінійним активним опором міжконтактного проміжку.

Характеристику міжконтактного проміжку описуємо поліномом п'ятого порядку. Ця характеристика себе добре зарекомендувала під час дослідження перехідних процесів у електротехнічній системі пересилання енергії в режимі автоматичного повторного ввімкнення [16]. Згадана залежність була підібрана з урахуванням рекомендацій міжнародної електротехнічної комісії [19], ця залежність має спочатку повільно зростаючий характер (моделює горіння дуги), а при розходженні контактів – різко зростаючий нелінійний характер (моделює згасання дуги):

$$r_D = 2 \cdot 10^{12} \Delta y^5 - 2 \cdot 10^{11} \Delta y^4 + 9 \cdot 10^9 \Delta y^3 - 10^8 \Delta y^2 + 10^6 \Delta y + 2. \quad (33)$$

На підґрунті розробленої математичної моделі було написано програмний код алгоритмічною мовою *Visual Fortran* та здійснено комп'ютерне моделювання електромеханічних процесів у вимикачі.

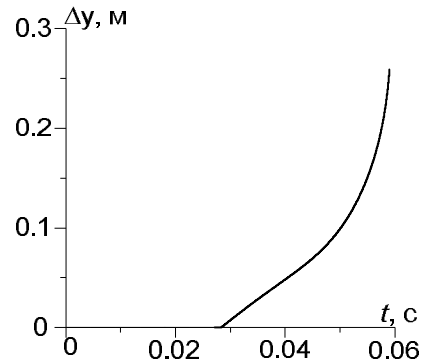
На рис. 5 показано графічну залежність зміни відстані між контактами вимикача в часі. Варто зазначити, що відстань між контактами змінюється за певним законом. Експериментальне отримання цієї залежності неможливе через велику вартість вимикача та неможливість здійснення експериментальних досліджень.

На рис. 6 та 7 репрезентовано графіки перехідних процесів струму через вимикач та напруги між контактами вимикача відповідно.

Якщо аналізувати одночасно рис. 5, 6 та 7, бачимо, що зі збільшенням відстані між контактами зменшується струм та виникають перенапруги між контактами вимикача, після чого напруга виходить в усталений режим. Варто зазначити, що під час розмикання напруга між контактами збільшується удвічі.

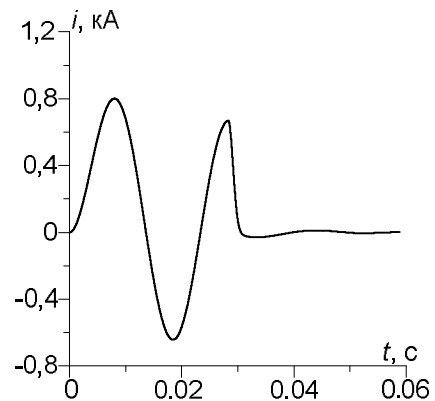
Отримані результати комп'ютерної симуляції підтверджуються теоретичними положеннями класичної електродинаміки [1; 15] та класикою

відмикання струмів в електротехнічних системах пересилання енергії високої напруги [7; 9].



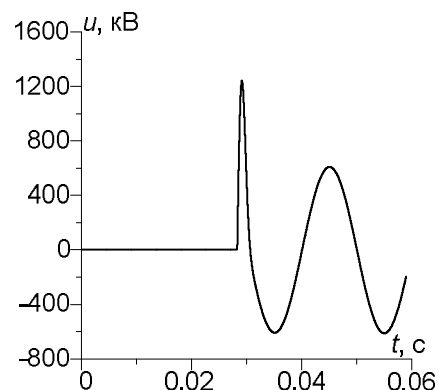
**Рис. 5.** Графічна залежність зміни відстані контактів у часі

**Fig. 5.** Graphic dependence of the change in the distance of contacts in time



**Рис. 6.** Перехідний процес струму через вимикач

**Fig. 6.** Transient processes current through the circuit breaker



**Рис. 7.** Перехідний процес напруги між контактами вимикача

**Fig. 7.** Transient processes voltage between circuit breaker contacts

**Висновки.** 1. Застосування апарату міждисциплінарного моделювання, який ґрунтується на модифікованому принципі Гамільтона – Остроградського, під час аналізу динамічних систем, що описуються науками різної природи (у нашому випадку електротехніки й прикладної механіки), дає змогу будувати математичні моделі цих систем суто з єдиного енергетичного підходу, чим істотно розширює можливості евентуального користувача.

2. Використання математичної моделі механізму переміщення контактів вимикача дає змогу за допомогою останнього враховувати реальні комутаційні процеси в елементах електротехнічних систем, оскільки в електричних мережах згадані процеси відбуваються не обов'язково під час проходження функції струму через нуль.

3. Якщо досліджувати відомими методами перехідні процеси в елементах електротехнічних систем пересилання енергії, коли досліджувані функціональні залежності зазнають розривів першого роду, то це неодмінно потребує пошуку початкових умов комутації, що для подібного типу схем є надзвичайно складною й об'ємною задачею. Тим паче, коли в системі працюють декілька вимикачів з різними параметрами.

#### Бібліографічний список

1. Бессонов Л. А. Теоретические основы электротехники. Москва: Высш. шк., 1973. 658 с.
2. Буслова Н. В., Винославский В. Н., Денисенко Г. Н., Перхач В. С. Электрические системы и сети. Киев: Вища шк., 1986. 584 с.
3. Васидзу К. Вариационные методы в теории упругости и пластичности. Москва: Мир, 1987. 536 с.
4. Васильева О. В. Моделирование электромагнитного привода вакуумного выключателя. *Современные проблемы науки и образования*. 2013. № 3. С. 55–62.
5. Вишневикий Ю. И. Электрические аппараты высокого напряжения с элегазовой изоляцией. Санкт-Петербург: Энергоатомиздат, 2002. 728 с.
6. Ершевич В. В., Зейлингер А. Н., Илларионов Г. А. Справочник по проектированию электроэнергетических систем. Москва: Энергоатомиздат, 1985. 272 с.
7. Залесский А. М. Электрическая дуга отключения. Москва: Государственное энергетическое издательство, 1963. 438 с.
8. Левонюк В. Р. Порівняльний аналіз математичних моделей перехідних процесів в елементах електроенергетичних систем. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2016. № 20. С. 155–161.
9. Рагаллер К. Отключение токов в сетях высокого напряжения. Москва: Энергоиздат, 1981. 523 с.
10. Тихончук Д. А. Моделирование режимов работы высоковольтного выключателя. *Главный энергетик*. 2014. № 4. С. 59–64.
11. Тихончук Д. А. Коммутация батареи статических конденсаторов высокого напряжения выключателем с одним приводом: дисс. ... канд. техн. наук. УФА, 2014. 232 с.
12. Уайд Д., Вудсон Г. Электромеханическое преобразование энергии. Ленинград: Энергия, 1964. 539 с.
13. Чабан А. В. Принцип Гамільтона – Остроградського в електромеханічних системах. Львів: Вид-во Тараса Сороки, 2015. 488 с.
14. Чабан А. В., Левонюк В. Р., Дробот І. М., Герман А. Ф. Математичне моделювання перехідних процесів у лінії Лехера в стані неробочого ходу. *Електротехніка і електромеханіка*. 2016. № 3. С. 30–35.
15. Шимони К. Теоретическая электротехника. Москва: Мир, 1964. 785 с.
16. Czaban A., Szafraniec A., Lis M., Levoniuk V., Lysiak H., Figura R. Transient processes analysis in a part of a power grid during a automatic reclosing cycle. *Control of Power Systems 2018: proceedings of the 13th International Scientific Conference (Tatranské Matliare, 2018)*. Tatranské Matliare, 2018. P. 43–48.
17. Czaban A., Lis M., Sosnowski J., Lewoniuk W. Model matematyczny dwuprzewojnej linii zasilania z wykorzystaniem modyfikowanej zasady Hamiltona. *Maszyny Elektryczne – Zeszyty Problemowe*. 2016. Nr 1. P. 31–36.
18. Czaban A., Lis M., Chrzan M., Szafraniec A., Levoniuk V. Mathematical modelling of transient processes in power supply grid with distributed parameters. *Przegląd elektrotechniczny*. 2018. № 1. P. 17–20.
19. IEC 62271-102. International standart. High-voltage switchgear and controlgear. Part 102: Alternating current disconnectors and earthing switches. First edition 2001-12.
20. Mayr O. Beiträge zur Theorie des statischen und des dynamischen Lichtbogens. *Archiv für Elektrotechnik*. 1943'37. Heft 12. S. 588–608.

Левонюк В., Чабан Г.

#### ДОСЛІДЖЕННЯ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНИХ ПРОЦЕСІВ У ВИМИКАЧІ НАДВИСОКОЇ НАПРУГИ

У праці здійснено аналіз наукових публікацій, які стосуються дослідження електромеханічних перехідних процесів у вимикачах високої та надвисокої напруги. Аналіз показав, що здебільшого дослідження комутаційних перехідних процесів в електротехнічних системах пересилання енергії здійснюються без урахування впливу на них електромеханічних процесів під час роботи механізмів переміщення контактів вимикачів, незважаючи на те, що швидкість їх перебігу співмірна зі швидкістю перебігу електро-

магнетних процесів. Здійснено постановку проблеми, сформульовано мету та обґрунтовано науково-практичну потребу створення ефективних, достатньо адекватних і відносно простих моделей вимикачів для дослідження комутаційних процесів в електротехнічних системах пересилання енергії. У роботі основний акцент поставлено на розробку математичної моделі механізму переміщення контактів вимикача, а дугові процеси, згідно з теорією Майра, зеквівалентовано активним опором, який змінюється за експоненціальним законом залежно від відстані між контактами. Математичну модель механізму переміщення контактів вимикача надвисокої напруги побудовано на основі підходів аналітичної механіки. Розроблену математичну модель вимикача інтегровано у фрагмент електротехнічної системи пересилання енергії. На основі узагальненого міждисциплінарного (інтердисциплінарного) методу математичного моделювання, який ґрунтується на модифікації інтегрального варіаційного принципу Гамільтона – Остроградського, одержано рівняння електромагнетного та електромеханічного стану досліджуваної системи. Представлено результати комп'ютерної симуляції часового розподілу функціональних залежностей струму через вимикач, напруги між контактами вимикача та переміщення контактів у вигляді рисунків, що аналізуються. Підтверджено, що розвиток міждисциплінарних методів дослідження дає змогу, виходячи з єдиного енергетичного підходу, будувати ефективні та адекватні математичні моделі динамічних систем різної фізичної природи, що істотно розширює дослідницькі можливості евентуального користувача.

**Ключові слова:** математична модель, перехідні процеси, вимикач, електромеханічні процеси, надвисока напруга.

**Levoniuk V., Chaban G.**

### **RESEARCH OF ELECTRICAL MECHANICAL PROCESSES IN CIRCUIT BREAKER ULTRA-HIGH VOLTAGE**

The paper analyzes scientific publications, which showed that in most cases, the study of electromagnetic transients processes in electrotechnical systems of energy transmission is carried out without taking into account the influence of electromechanical processes on them during the operation of the mechanisms of switching the contacts of the circuit breaker, despite the fact that their velocity is commensurate with the speed leakage of electromagnetic processes. It is also shown that the switching is limited to a high voltage class. The scientific and practical necessity of constructing effective and relatively simple models of switching devices for the study of switching processes in electrotechnical systems of energy transmission is substantiated. Based on the approaches of analytical mechanics, a mathematical model of the mechanism for moving the contacts of the circuit breaker is constructed, arc processes are equivalently nonlinear active resistance, which has an exponential characteristic, which in turn depends on the distance between the contacts. On the basis of the generalized interdisciplinary (interdisciplinary) method of mathematical modeling, which is based on modifications of the Hamilton–Ostrogradsky integral variational principle, a mathematical model of a fragment of the electrical energy transfer system is constructed into which the developed model of the super-high voltage circuit breaker is integrated. This model makes it possible to analyze transient electromagnetic processes in the elements of the investigated electrotechnical system, electromechanical transient processes in the circuit breaker and their mutual influence. This makes it possible to investigate the real transients processes in the elements of the electrical system without a complicated procedure for finding the initial switching conditions.

In addition, the article presents the results of computer simulation of short-circuit current shutdown in the electrical power transfer system, which fully confirmed the correctness and adequacy of the research carried out in the article.

It is confirmed that the development of interdisciplinary research methods makes it possible, based on the unified energy approach, to build effective and adequate mathematical models of dynamic systems of various physical nature, which significantly expands the research capabilities of the eventual user.

**Key words:** mathematical model, transient processes, circuit breaker, electromechanical processes, ultra-high voltage.

*Стаття надійшла 03.11.2018*

УДК 614.8

**МІКРОСТРУКТУРА ПРОВОДІВ ВНУТРІШНІХ ЕЛЕКТРОМЕРЕЖ,  
ЯКІ ПОБУВАЛИ В УМОВАХ ПОЖЕЖІ****Василь Гудим<sup>1</sup>, д. т. н., Олег Кузін<sup>2</sup>, к. т. н., Олег Назаровець<sup>3</sup>, к. т. н.**

<sup>1</sup>Львівський національний аграрний університет,  
вул. Володимира Великого, 1, м. Дубляни, Жовківський р-н, Львівська обл., Україна,  
e-mail: gudymvi@ukr.net

<sup>2</sup>Національний університет «Львівська політехніка»,  
вул. Степана Бандери, 12, м. Львів, Україна,  
e-mail: n\_kuzin@mail.ru

<sup>3</sup>Львівський державний університет безпеки життєдіяльності,  
вул. Клепарівська, 35, м. Львів, Україна,  
e-mail: nazarovets.oleg@gmail.com

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2018.01.129>

**Постановка проблеми.** В Україні, як і в більшості країн світу, упродовж останніх десяти років відбувся значний прорив у будівництві сучасного житла та офісних приміщень з високим рівнем комфорту за рахунок використання побутової та офісної автоматизованої електроапаратури. За минулий рік в експлуатацію введено близько 20 тис. житлових будинків, або понад 4 млн м<sup>2</sup> житла. Однак в експлуатації ще залишається близько 15 % будівель старої забудови, в яких внутрішні електричні мережі виконані з алюмінієвих проводів, які, як підтверджує статистика, є причиною виникнення пожеж. Це пояснюється тим, що, на відміну від сучасних технічних та будівельних норм, колись допускалося використання алюмінієвих проводів, які мають набагато гірші електричні характеристики, ніж мідні. У зв'язку з цим в Україні набрали чинності вимоги до побудови внутрішніх електромереж житлових будівель, які забороняють використання з цією метою алюмінієвих проводів, а тому тепер для побудови внутрішніх електричних мереж використовують винятково мідні провали [1 – 4; 10].

Проаналізувавши статистику причин виникнення пожеж, які відбулися впродовж останніх років, можна зробити висновок, що електропроводи є одним із найпоширеніших джерел загорянь, оскільки приблизно 61 % усіх пожеж, пов'язаних з електроустановками промислового та побутового призначення, виникає від кабельно-провідникових виробів [4; 8; 11; 15]. Таким чином, питання пожежної безпеки в електроустановках, а також пошук методів виявлення причин пожеж є важливим та актуальним і потребує вирішення. Однак закономірне зростання кількості й по-

тужності споживачів електроенергії призводить до перевантаження електричних мереж, що зумовлює швидке старіння ізоляції, її руйнування і, відповідно, скорочення терміну експлуатації проводів.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Аналіз обліку пожеж в Україні показує, що причинами їх виникнення у 20...25 % випадків є порушення правил монтажу та експлуатації електроустановок [5; 8 – 17]. Це свідчить про те, що кожна п'ята пожежа виникає внаслідок нагрівання електричних проводів струмами перевантажень та коротких замикань в електроустановках та внутрішніх електромережах будівель різного призначення. Враховуючи те, що алюміній має низьку температуру плавлення (650...670 °С), досить часто під час встановлення причин виникнення пожежі ці оплавленні помилково вважаються оплавленнями від короткого замикання (КЗ) [6; 7]. Слід зауважити, що оплавленні проводів можуть бути викликані не лише струмами перевантаження та КЗ, а й іншими високотемпературними джерелами тепла, наприклад полум'ям пожеж.

**Постановка завдання.** Під час здійснення пожежно-технічної експертизи практично за кожним фактом виявлення проплавлених металевих оболонки та оплавлених електричних проводів внутрішніх і зовнішніх електромереж висуваються версії про їх причетність до виникнення пожеж, що не завжди відповідає дійсності. Тому поставлено завдання за допомогою сучасних фізико-хімічних методів виконати аналіз мікроструктур алюмінієвих та мідних проводів, які

побували в умовах пожеж, з метою узагальнення результатів та обґрунтування критеріїв, які б лягли в основу вдосконалення пожежно-технічної експертизи пожеж [1 – 3; 12; 16 – 20].

**Виклад основного матеріалу.** Відомо, що алюміній відрізняється від інших металів малою густиною, високими пластичними і корозійностійкими властивостями, великою тепло- та електропровідністю, а також відбивною здатністю. Залежно від вмісту домішок алюміній поділяється на: технічний, високої чистоти і особливої чистоти. Для електротехнічних цілей використовують алюміній, що містить не більше ніж 0,5 % домішок, марка АІ. Питома провідність алюмінію значно залежить від виду та кількості домішок. Домішки Ni, Si, Zn або Fe за їх вмісту 0,5 % знижують у відпаленого алюмінію питому провідність майже на 2-3 %. Мідь є кристалічним матеріалом, тобто характеризується тривимірною періодичністю в розташуванні атомів. При цьому конкретне розташування атомів і відстані між ними різні для різних металів. Сукупність атомів утворює кристалічну ґратку. Характеристикою кристалічної структури є елементарна комірка – паралелепіпед мінімальних розмірів, у вершинах якого та всередині граней розташовані атоми, і паралельним перенесенням паралелепіпеда можна цілком заповнити простір [6; 7].

Практично всі фізико-хімічні методи ґрунтуються на аналізі структурних перетворень, які відбуваються під впливом високих температур та безпосереднього впливу полум'я пожежі, що дозволяє використати їх для дослідження алюмінієвих та мідних проводів під час встановлення причини виникнення пожежі.

У процесі здійснення пожежно-технічних експертиз найчастіше проводять внутрішніх електричних мереж зі слідами оплавлення досліджують методом металографічного аналізу, а рентгеноструктурний та кулонометричний методи використовують для виявлення вмісту вуглецю в алюмінієвих проводах.

Під час дослідження провідників для створення температурних режимів використано муфельну піч МП-2УМ потужністю 2,6 кВт з межами зміни температури від 0 до 1000 °С. Струмове навантаження провідників створювалося зварювальним трансформатором номінальною потужністю  $P = 5$  кВт зі струмом первинної обмотки  $I_1 = 23$  А та напругою первинної обмотки  $U_1 = 220$  В. Використовуваний зварювальний трансформатор забезпечує напругу

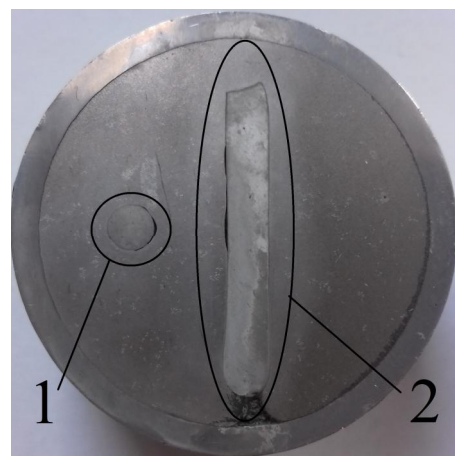
вторинної обмотки  $U_2 = 50$  В та найбільше діюче значення струму  $I_{2 \max} = 110$  А. Таким чином, досліджуваний провідник приєднувався до виводів вторинної обмотки зварювального трансформатора, при цьому струм збільшувався плавно або раптово залежно від умов експерименту.

Після ліквідації КЗ провідники вилучали з температурного середовища й охолоджували до кімнатної температури для подальших досліджень. Контроль температури здійснювали температурним перетворювачем ХА «хромель-алюмель», з'єднаним із вторинним приладом і регулятором температури РТ-0102 на симісторі.

Суть експериментального дослідження полягала у визначенні зміни мікроструктури провідників, в яких відбулося КЗ, з подальшим нагріванням середовища і жил провідників іншим джерелом тепла до температури плавлення. З цією метою в муфельну піч поміщали алюмінієві провідники із полівінілхлоридною (ПВХ) ізоляцією, площею поперечного перерізу 2,5 і 4 мм<sup>2</sup> і довжиною 20 см.

Досліди проводили за такою послідовністю (табл. 1).

Після закінчення експериментів вилучали відрізки провідників з оплавленнями розміром 50...100 мм, з яких потім виготовляли шліфи. Процес виготовлення шліфів полягав у тому, що ділянку провідника з оплавлення розміром 7...12 мм розміщували в металевій оправці і заливали легкоплавким і швидкоотверднучим сплавом Вуда (рис. 1).



**Рис. 1.** Зовнішній вигляд шліфа алюмінієвого проводу:  
1 – поперечний переріз, 2 – поздовжній переріз  
**Fig. 1.** Appearance of the aluminum wire slot:  
1 – cross section, 2 – longitudinal section

**Таблиця 1.** Умови проведення експериментів з алюмінієвими проводами**Table 1.** Conditions for experiments with aluminum wires

№ з/п	Температура середовища $T$ , °C	Характеристика умов виконання експериментів
1	150	Час перебування провідника в муфельній печі 7 хв. Умови: поступове охолодження повітрям ( $T = 20$ °C)
2	250	Час перебування провідника в муфельній печі 12 хв. Умови: поступове охолодження повітрям ( $T = 20$ °C)
3	350	Час перебування провідника в муфельній печі 17 хв. Умови: поступове охолодження повітрям ( $T = 20$ °C)
4	450	Час перебування провідника в муфельній печі 27 хв. Умови: поступове охолодження повітрям ( $T = 20$ °C)
5	550	Час перебування провідника в муфельній печі 38 хв. Умови: поступове охолодження повітрям ( $T = 20$ °C)
6	650	Час перебування провідника в муфельній печі 51 хв. Умови: поступове охолодження повітрям ( $T = 20$ °C)
7	20	КЗ провідника відбулося за температури 20 °C. Умови: поступове охолодження повітрям ( $T = 20$ °C)
8	250	Після КЗ провідник нагрівався в муфельній печі до температури 250 °C і поступово охолоджувався повітрям ( $T = 20$ °C)
9	450	Після КЗ провідник нагрівався в муфельній печі до температури 450 °C і поступово охолоджувався повітрям ( $T = 20$ °C)
10	650	Після КЗ провідник нагрівався в муфельній печі до температури 650 °C і поступово охолоджувався повітрям ( $T = 20$ °C)

Після застигання сплаву Вуда зразки шліфували на обертовому колі з абразивним папером різної зернистості. Змінюючи зернистість абразивного паперу змінювали й напрям шліфування на 90°. Шліфування проводили до повного зникнення ризик від попередньої операції. Шорсткість поверхні після шліфування не перевищувала 0,08 мкм.

Аналогічні дослідження виконано стосовно мідних проводів із ПВХ-ізоляцією та площею поперечного перерізу 1,5 і 2,5 мм<sup>2</sup>.

Відомо, що під час пожежно-технічної експертизи важливим аргументом для обґрунтування причини виникнення пожеж є оплавлення та вміст кисню в оплавлених зразках електричних проводів, кількість якого може бути різною [10; 16; 18].

З метою встановлення залежностей зміни вмісту кисню у структурі мідних провідників, які після розмикання контуру зі струмом КЗ нагрівалися полум'ям до різних температур, було відібрано 10 зразків провідників.

Температурні режими створювали за допомогою модельного вогнища класу А з межами зміни температури від 20 до 800 °C. Дослідження виконували в послідовності, яка наведена в табл. 2.

**Таблиця 2.** Умови проведення експериментів з мідними проводами**Table 2.** Experiment conditions with copper wires

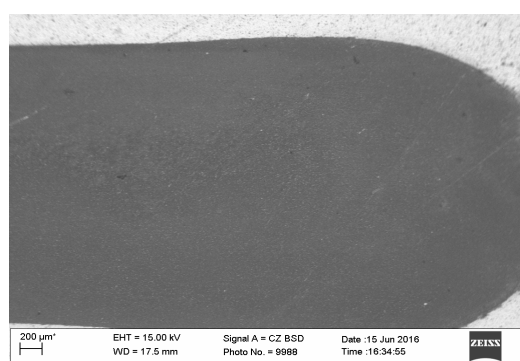
№ з/п	Температура середовища, °C	Характеристика умов виконання експериментів
1	20	КЗ відбулося за температури 20 °C. Провідники поступово охолоджувалися на повітрі ( $T = 20$ °C)
2	400	Провідники перебували в модельному вогнищі 10 хв та після вилучення поступово охолоджувалися на повітрі ( $T = 20$ °C)
3	600	Провідники перебували в модельному вогнищі 15 хв та після вилучення поступово охолоджувалися на повітрі ( $T = 20$ °C)
4	800	Провідники перебували в модельному вогнищі 20 хв та після вилучення поступово охолоджувалися на повітрі ( $T = 20$ °C)
5	750 ... 800	Провідники перебували в модельному вогнищі 30 хв та після вилучення поступово охолоджувалися на повітрі ( $T = 20$ °C)

Зміну хімічного складу провідників під час КЗ досліджували методом локального рентгено-спектрального аналізу.

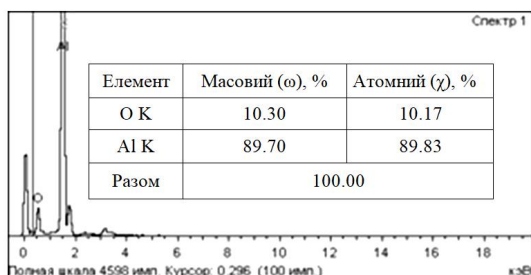
Зміну хімічного складу провідників у зоні утворення оплавлень (на поверхні провідника) та основного металу досліджували методом локального рентгеноспектрального аналізу з використанням скануючого електронного мікроскопа ZEISS EVO 40XVP, оснащеного системою рентгенівського мікроаналізу INCA Energy [6].

Для встановлення залежності зміни хімічного складу у структурі алюмінієвих провідників було відібрано такі зразки: еталон; провідник що був нагрітий струмом КЗ; провідники, які нагрівалися у муфельній печі до температур 250, 450 та 650 °С; а також провідники, які попередньо нагрівалися струмами КЗ, а далі – у муфельній печі до температур 250, 450 та 650 °С.

На рис. 2 показано структуру шліфа ділянки алюмінієвого провідника еталонного зразка, для якої встановлено, що масовий вміст кисню  $\omega(\text{O})$  складає 10,3 %, а алюмінію  $\omega(\text{Al}) = 89,7$  %.



а

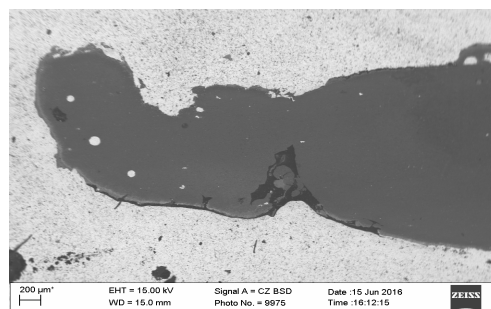


б

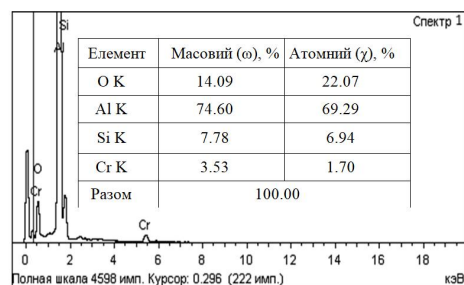
**Рис. 2.** Ділянка еталонного зразка провідника (а) та вміст елементів (б) у цьому зразку  
**Fig. 2.** The conductor's piece of the reference sample (a) and the content of the elements (б) in this reference sample

Проаналізувавши ділянку алюмінієвого провідника, який був нагрітий струмом КЗ з подальшим охолодженням на повітрі, встановили, що в структурі присутні елементи, масовий вміст яких становить: кисню  $\omega(\text{O}) = 14,09$  %, алюмінію  $\omega(\text{Al}) = 74,60$  %, силіцію  $\omega(\text{Si}) = 7,78$  % та хрому  $\omega(\text{Cr}) = 3,53$  % (рис. 3).

Аналіз зразка, який був нагрітий у муфельній печі до температури 250 °С з подальшим охолодженням на повітрі (рис. 4), показав, що вміст кисню  $\omega(\text{O})$  становить 38,87 %, алюмінію  $\omega(\text{Al}) = 42,92$  %, вуглецю  $\omega(\text{C}) = 12,81$  %, силіцію  $\omega(\text{Si}) = 2,59$  % та хрому  $\omega(\text{Cr}) = 2,81$  %.

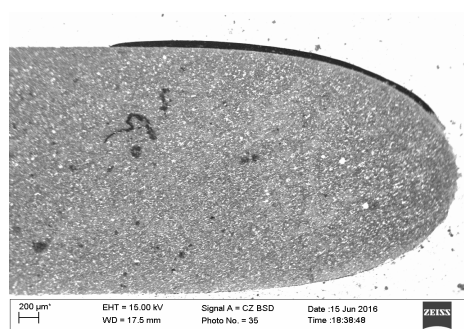


а

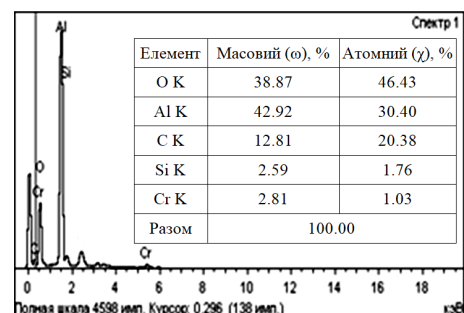


б

**Рис. 3.** Ділянка провідника (а), у якому відбулось КЗ з подальшим охолодженням на повітрі, та вміст елементів (б) у цьому провіднику  
**Fig. 3.** The conductor's piece (a), in which there was a short-circuit (SC) with subsequent cooling on the air, and the contents of the elements (б) in this conductor



а

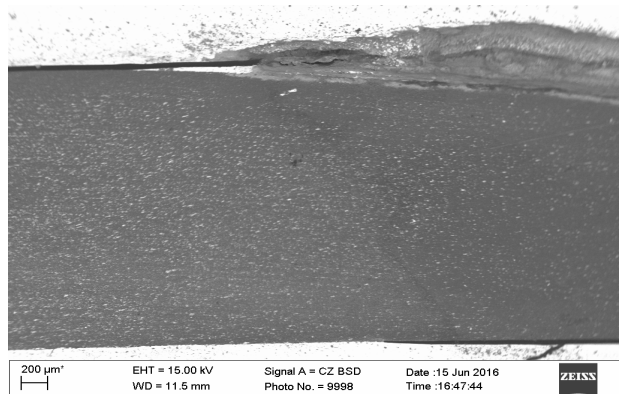


б

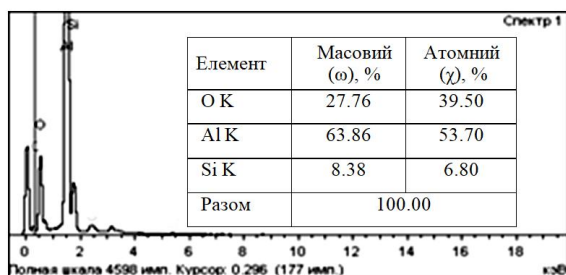
**Рис. 4.** Ділянка провідника (а), який нагрівали до температури 250 °С з подальшим охолодженням на повітрі, та вміст елементів (б) у цьому провіднику  
**Fig. 4.** The conductor's piece (a), in which the temperature was heated to 250 °С with subsequent cooling on the air, and the content of the elements (б) in this conductor



Дослідження зразка алюмінієвого провідника, який після його нагрівання струмом КЗ далі нагрівали в муфельній печі до температури 250 °С з подальшим охолодженням на повітрі (рис. 5), показало, що масовий вміст кисню  $\omega(O)$  складає 27,76 %, алюмінію  $\omega(Al) = 63,86$  % та силіцію  $\omega(Si) = 8,38$  %.



а



б

**Рис. 5.** Ділянка провідника (а), в якому після КЗ відбулося нагрівання до температури 250 °С з подальшим охолодженням на повітрі, та вміст елементів (б) у цьому провіднику

**Fig. 5.** The conductor's piece (a), in which, after the SC the temperature was heated to 250 °С, with subsequent cooling on the air, and the content of the elements (б) in this conductor

Для порівняння зміни вмісту хімічних елементів у зразках досліджуваних алюмінієвих провідників внутрішньої електричної мережі, які нагрівалися різними способами, сформовані таблиці: за допомогою муфельної печі (табл. 3), струмами КЗ з подальшим нагріванням у муфельній печі (табл. 4).

З табл. 3 можна зробити висновок, що в разі нагрівання алюмінієвих провідників у муфельній печі масовий вміст кисню  $\omega(O)$  в зонах основного металу, раковин і вкладень зростає з підвищенням температури, а кількість алюмінію  $\omega(Al)$  – зменшується. При досягненні температури плавлення алюмінію вміст кисню різко зменшується, а вміст

алюмінію – зростає. Слід зазначити, що за нагрівання провідників до температури 250 °С вміст кисню підвищується майже в три рази порівняно з еталоном, при цьому в зразках провідників з'являється вуглець (С).

**Таблиця 3.** Масовий вміст хімічних елементів у мікроструктурах провідників, які нагрівалися в муфельній печі

**Table 3.** Mass content of chemical elements in microstructures of conductors heated in a muffle furnace

№ з/п	Умови випробувань алюмінієвих провідників	O, %	Al, %	C, %
1	Еталон. Спектр №1	10,30	89,70	-
2	Т – 250 °С, охолодження на повітрі. Спектр №1	38,87	42,92	12,81
3	Т – 450 °С, охолодження на повітрі. Спектр №1	43,62	49,84	-
4	Т – 650 °С, охолодження на повітрі. Спектр №1	26,55	70,21	-
5	Еталон. Спектр №2	11,27	85,45	-
6	Т – 250 °С, охолодження на повітрі. Спектр №2	39,45	34,54	20,45
7	Т – 450 °С, охолодження на повітрі. Спектр №2	55,04	32,23	-
8	Т – 650 °С, охолодження на повітрі. Спектр №2	44,67	55,33	-
9	Еталон. Спектр №3	9,50	76,20	-
10	Т – 250 °С, охолодження на повітрі. Спектр №3	31,89	62,60	5,51
11	Т – 450 °С, охолодження на повітрі. Спектр №3	44,31	55,69	-
12	(Т – 650 °С), охолодження на повітрі. Спектр №3	27,39	72,60	-

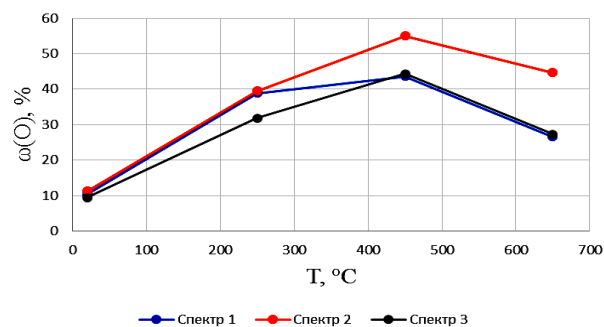
На рис. 6 наведена графічна залежність зміни масового вмісту кисню в зонах основного металу, раковин та вкладень відповідно до температури нагрівання алюмінієвого провідника.

З табл. 4 видно, що під час нагрівання взірців, які попередньо нагрівалися струмами КЗ, до температури 250 °С, 450 °С та 650 °С у зонах раковин з'являється вуглець (С).

**Таблиця 4.** Масовий вміст хімічних елементів у мікроструктурах провідників, в яких відбулося КЗ з подальшим нагріванням у муфельній печі

**Table 4.** Bulk content of chemical elements in microstructures of conductors in which a short circuit occurred with subsequent heating in a muffle furnace

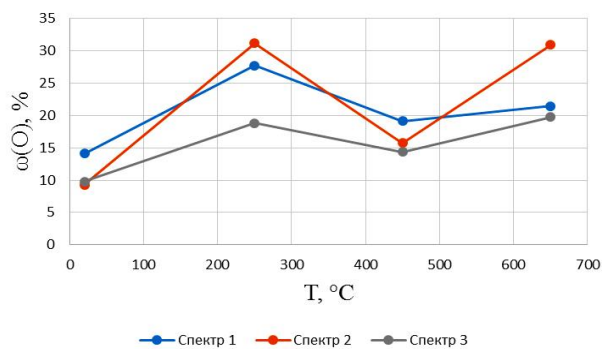
№ з/п	Умови випробувань алюмінієвих провідників	O, %	Al, %	C, %
1	КЗ – (Т – 20 °С), охолодження на повітрі. Спектр №1А	14,09	74,60	-
2	КЗ – (Т – 250 °С), охолодження на повітрі. Спектр №1	27,76	63,86	-
3	КЗ – (Т – 450 °С), охолодження на повітрі. Спектр №1	19,13	76,08	-
4	КЗ – (Т – 650 °С), охолодження на повітрі. Спектр №1	21,44	67,54	-
5	КЗ – (Т – 20 °С), охолодження на повітрі. Спектр №2	9,28	61,42	-
6	КЗ – (Т – 250 °С), охолодження на повітрі. Спектр №2	31,20	48,52	20,28
7	КЗ – (Т – 450 °С), охолодження на повітрі. Спектр №2	15,78	79,63	4,60
8	КЗ – (Т – 650 °С), охолодження на повітрі. Спектр №2	30,91	58,00	11,09
9	КЗ – (Т – 20 °С), охолодження на повітрі. Спектр №3	9,76	75,71	-
10	КЗ – (Т – 250 °С), охолодження на повітрі. Спектр №3	18,81	77,44	-
11	КЗ – (Т – 450 °С), охолодження на повітрі. Спектр №3	14,38	84,68	-
12	КЗ – (Т – 650 °С), охолодження на повітрі. Спектр №3	19,76	40,74	25,59



**Рис. 6.** Графічна залежність зміни масового складу кисню в досліджуваних зразках: спектр 1 – зона основного металу; спектр 2 – зона раковин; спектр 3 – зона включень  
**Fig. 6.** Graphical dependence of the change in the mass composition of oxygen in the samples under study: spectrum 1 – zone of the base metal; spectrum 2 – zone of shells; spectrum 3 – zone of inclusions

Нагрівання провідника, який попередньо був нагрітий струмом КЗ, до температури 250 °С призводить до зростання масового вмісту кисню  $\omega(O)$ : у зоні основного металу – в 1,7 раза, у зоні раковин – у 2,3 раза, у зоні включень – в 1,7 раза порівняно зі взірцем, в якому протікав струм КЗ при кімнатній температурі.

Після подальшого нагрівання у муфельній печі масовий вміст кисню помітно знижується, а за досягнення температури 450 °С – знову починає зростати.



**Рис. 7.** Графічна залежність зміни масового складу кисню в досліджуваних зразках, які були попередньо нагріті струмом КЗ: спектр 1 – зона основного металу; спектр 2 – зона раковин; спектр 3 – зона включень

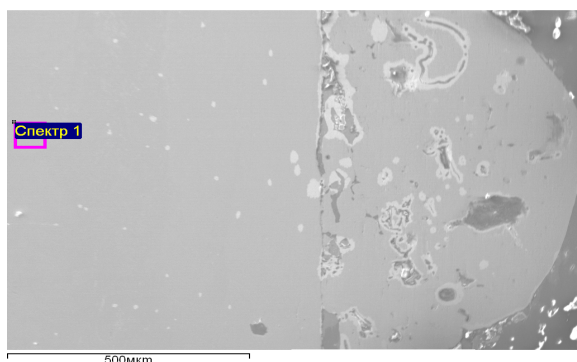
**Fig. 7.** Graphic dependence of changes in mass composition of oxygen in the studied samples, which were preheated by a short-circuit current: spectrum 1 – zone of the base metal; spectrum 2 – zone of shells; spectrum 3 – zone of inclusions

На рис. 7 зображена графічна залежність зміни масового вмісту кисню в зонах основного

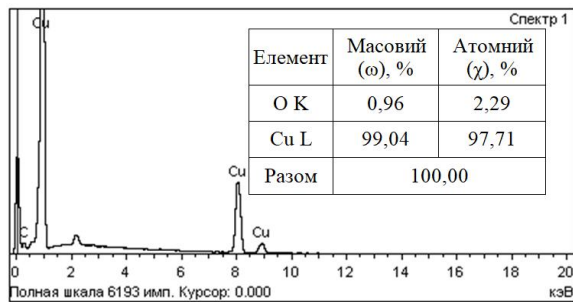
металу, раковин та включень відповідно до температури нагріву алюмінієвого провідника, який попередньо був нагрітий струмом КЗ.

З рис. 7 видно, що для всіх спектрів найбільший вміст кисню у зонах основного металу, раковин і включень спостерігається за температури 250 °С, а подальше нагрівання до температури 450 °С зменшує вміст кисню в основному металі практично вдвічі. Подібна закономірність спостерігається і в разі нагрівання мідних провідників, лише для інших значень температур [4; 18].

Проаналізувавши ділянку мідного провідника, в якому відбулося КЗ з подальшим охолодженням на повітрі, виявили, що масовий вміст кисню в зоні основного металу становить  $\omega(O) = 0,96 \%$ , а міді  $\omega(Cu) = 99,04 \%$  (рис. 8).



а

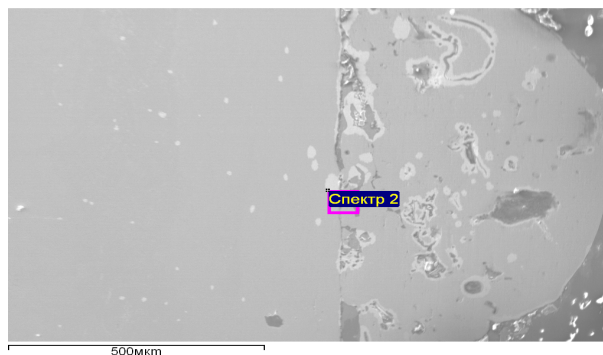


б

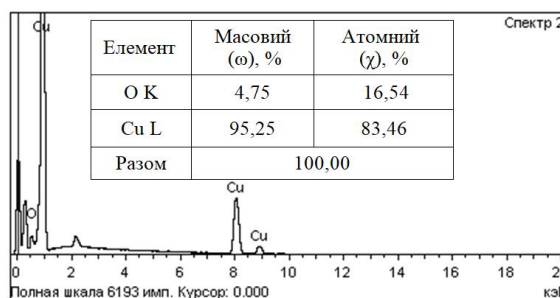
**Рис. 8.** Ділянка мідного провідника, в якому відбулося КЗ з подальшим охолодженням на повітрі, у зоні основного металу (а) та вміст елементів (б) у цій зоні провідника

**Fig. 8.** The piece of cooper conductor (а), in which the SC occurred with subsequent cooling on the air, and the content of elements (б) in this zone of conductor

Під час дослідження ділянки провідника, в якому відбулось КЗ з подальшим охолодженням на повітрі, виявили, що масовий вміст кисню в зоні оплавлення становить  $\omega(O) = 4,75 \%$ , а міді  $\omega(Cu) = 95,25 \%$  (рис. 9).



а



б

**Рис. 9.** Ділянка мідного провідника, в якому відбулося КЗ з подальшим охолодженням на повітрі, в зоні оплавлення (а) та вміст елементів (б) у цій зоні провідника

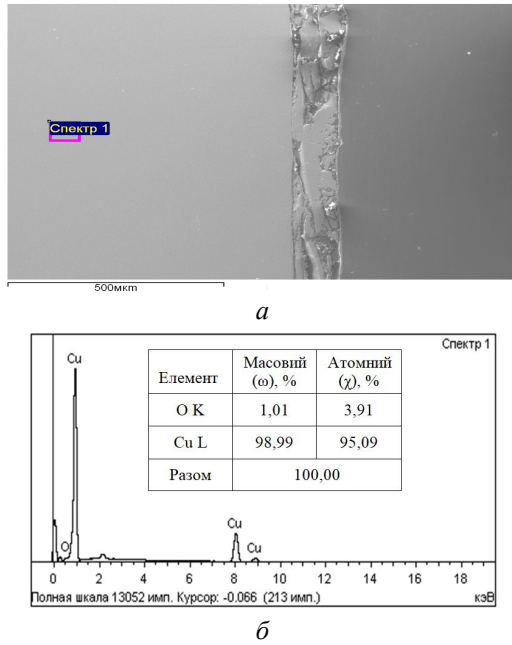
**Fig. 9.** The piece of cooper conductor, in which the SC occurred with subsequent cooling on the air, in the melting zone (а) and the content of the elements (б) in this zone of conductor

Дослідження ділянки провідника в зоні основного металу, у якій після КЗ відбулося нагрівання до температури 400 °С з подальшим охолодженням на повітрі, показали, що масовий вміст кисню становить  $\omega(O) = 1,01 \%$ , а міді  $\omega(Cu) = 98,99 \%$  (рис. 10).

Аналіз зони напливу мідного провідника, у якому після КЗ відбулось нагрівання до температури 400 °С з подальшим охолодженням на повітрі, показав, що масовий вміст кисню становить  $\omega(O) = 2,05 \%$ , а міді  $\omega(Cu) = 97,99 \%$ .

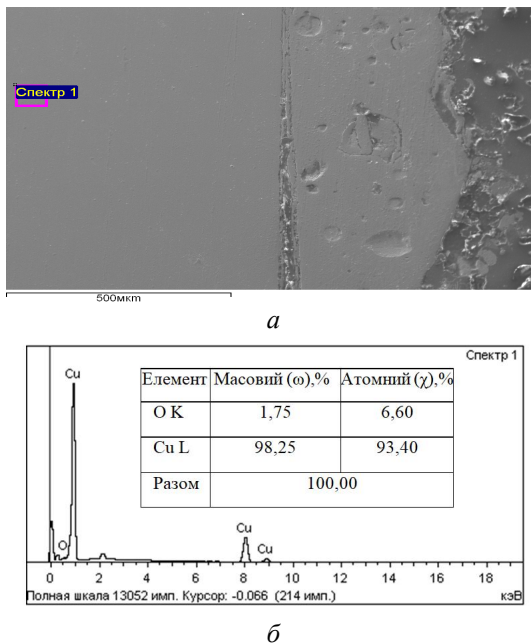
Дослідження ділянки провідника, в якому після КЗ відбулося нагрівання до температури 600 °С з подальшим охолодженням на повітрі, показало, що масовий вміст кисню становить  $\omega(O) = 1,76 \%$ , а міді  $\omega(Cu) = 93,25 \%$  (рис. 11).

Аналіз зони напливу, що утворилась після КЗ при нагріванні до температури 600 °С з подальшим охолодженням на повітрі, показує, що масовий вміст кисню становить  $\omega(O) = 2,55 \%$ , а міді  $\omega(Cu) = 97,45 \%$ .



**Рис. 10.** Ділянка мідного провідника в зоні основного металу (а), в якому після КЗ відбулось нагрівання до температури 400 °С з подальшим охолодженням на повітрі, та вміст елементів (б) у цій зоні провідника

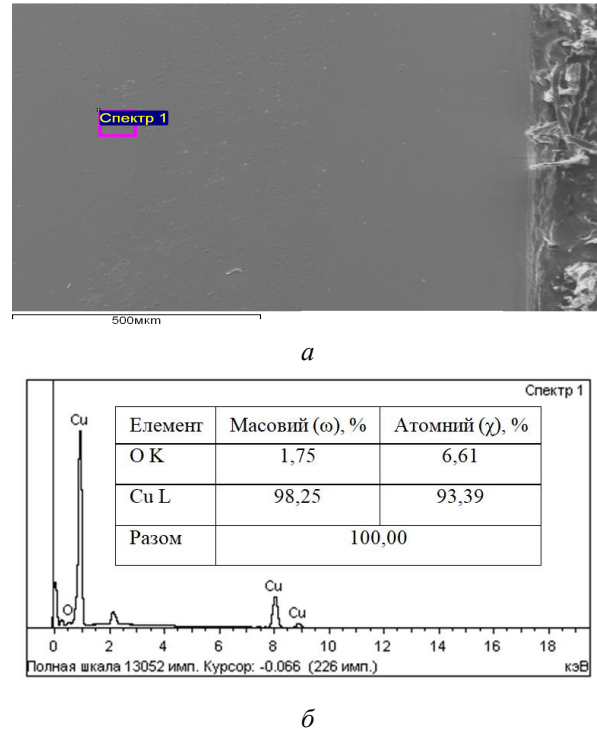
**Fig. 10.** The piece of cooper conductor in the zone of base metal (a), in which, after the SC, the temperature was heated to 400 °С, followed by cooling on the air, and the content of the elements (б) in this zone of conductor



**Рис. 11.** Ділянка мідного провідника (а), в якому після КЗ відбулося нагрівання до температури 600 °С з подальшим охолодженням на повітрі, та вміст елементів (б) у цьому провіднику

**Fig. 11.** The piece of cooper conductor (a), in which, after the SC, the temperature was heated to 600 °С, followed by cooling on the air, and the content of elements (б) in this conductor

У зоні основного металу мідного провідника (рис. 12), в якому після КЗ відбулось нагрівання до температури 800 °С з подальшим охолодженням на повітрі, масовий вміст кисню становить  $\omega(\text{O}) = 1,75\%$  та міді  $\omega(\text{Cu}) = 98,25\%$ .



**Рис. 12.** Ділянка мідного провідника в зоні основного металу (а), в якому після КЗ відбулося нагрівання до температури 800 °С з подальшим охолодженням на повітрі, та вміст елементів (б) у цій зоні провідника

**Fig. 12.** The piece of cooper conductor in the zone of base metal (a), in which, after the SC, the temperature was heated to 800 °С, followed by cooling on the air, and the content of the elements (б) in this zone of conductor

Проаналізувавши ділянку мідного провідника, який після КЗ нагрівали до температури 800 °С з подальшим охолодженням на повітрі, виявили, що у зоні напливу масовий вміст кисню становить  $\omega(\text{O}) = 1,21\%$ , а міді  $\omega(\text{Cu}) = 98,79\%$ .

Дослідження ділянки провідника, який після КЗ нагрівали до температури 750...800 °С з подальшим охолодженням на повітрі, показали, що в зоні основного металу масовий вміст кисню становить  $\omega(\text{O}) = 1,95\%$ , а міді  $\omega(\text{Cu}) = 98,05\%$ .

Під час дослідження ділянки провідника, який після КЗ нагрівали до температури 750...800 °С з подальшим охолодженням на повітрі, встановлено, що в зоні напливу масовий вміст кисню становить  $\omega(\text{O}) = 2,31\%$ , а міді  $\omega(\text{Cu}) = 97,69\%$ .



З метою опрацювання та узагальнення результатів досліджень визначення вмісту кисню в мідних провідниках внутрішніх електричних мереж житлових та громадських будівель, які побували у вищенаведених умовах, сформовано табл. 5. Основним показником цього дослідження є масовий вміст кисню в мікроструктурі досліджуваного провідника в різних зонах (зона основного металу та зона напливу).

**Таблиця 5.** Вміст кисню в мікроструктурах мідних провідників

**Table 5.** Oxygen content in microstructures of copper conductors

№ з/п	Умови охолодження мідних провідників	O, %	Cu, %
Зона основного металу			
1	КЗ – МВ (Т – 400 °С), охолодження на повітрі	1,01	98,99
2	КЗ – МВ (Т – 600 °С), охолодження на повітрі	1,75	98,25
3	КЗ – МВ (Т – 800 °С), охолодження на повітрі	1,75	98,25
4	МВ (Т – 750...800 °С), охолодження на повітрі 30 хв	1,95	98,05
5	КЗ – (Т – 20 °С), охолодження на повітрі	0,96	99,04
Зона напливу			
6	КЗ – МВ (Т – 400 °С), охолодження на повітрі	2,05	97,23
7	КЗ – МВ (Т – 600 °С), охолодження на повітрі	2,55	97,45
8	КЗ – МВ (Т – 800 °С), охолодження на повітрі	1,21	98,79
9	МВ (Т – 750...800 °С), охолодження на повітрі 30 хв	2,31	97,69
10	КЗ – (Т – 20 °С), охолодження на повітрі	4,75	95,25

**Примітка.** КЗ – нагрівання струмом короткого замикання, МВ – нагрівання в модельному вогнищі, КЗ-МВ – комбіноване нагрівання струмом короткого замикання та полум'ям модельного вогнища.

**Висновки.** 1. Виконання досліджень методом локального рентгеноспектрального аналізу дає змогу визначити вміст кисню (похибка не перевищує 10 %) в алюмінієвих та мідних провідниках за принципом індивідуальності спектрів та є дієвим для виявлення причетності кабельно-провідникових виробів до виникнення пожеж.

2. На основі експериментального дослідження встановлено, що для виявлення мікро-

структури алюмінієвих провідників найефективнішим є травник на основі розчину плавикової кислоти 0,5 см<sup>3</sup> і води 99,5 см<sup>3</sup>, тоді як використання травника на основі 5...10 % гідроксиду натрію, підігрітого до температури 70 °С, не лише не дає змоги повною мірою виявити мікроструктуру алюмінієвого провідника, але й вимагає більших затрат часу.

3. Використання методу локального рентгеноспектрального аналізу поперечних і поздовжніх шліфів алюмінієвих та мідних провідників внутрішніх електричних мереж, які побували в умовах пожеж, показав, що при нагріванні алюмінієвих провідників масовий вміст кисню  $\omega(O)$  в зонах основного металу, раковин і вкладень зростає з підвищенням температури, а кількість алюмінію  $\omega(Al)$  зменшується. У разі збільшення температури нагрівання провідників до температури плавлення алюмінію вміст кисню різко зменшується, а вміст алюмінію – зростає. Слід зазначити, що при нагріванні провідників до температури 250 °С вміст кисню підвищується майже втричі порівняно з еталоном, при цьому в зразках провідників з'являється вуглець (С).

4. Експериментальні дослідження поперечних і поздовжніх шліфів алюмінієвих провідників методом локального рентгеноструктурного аналізу виявили, що в разі їх нагрівання конвективним способом вуглець проявляється лише у взірцях, нагрітих до температури 250 °С, тоді як під час КЗ з подальшим нагріванням вуглець проявляється у взірцях, нагрітих до температури 250, 450 і 650 °С.

5. На основі проведення експериментальних досліджень встановлено, що КЗ призводить до підвищення вмісту кисню в поверхневому шарі провідника. При цьому найбільший вміст кисню спостерігається в зонах утворених раковин та включень, а також у переході «розплавлений – нерозплавлений метал». Ці дані можуть бути використані для підтвердження того, що власне КЗ було першопрчиною загоряння.

#### Бібліографічний список

1. Гудим В. І., Назаровець О. Б. Аналіз існуючої бази методів дослідження причетності аварійних режимів електромережі до виникнення пожежі. *Техногенна безпека: теорія, практика, інновації*: зб. тез II Міжнар. наук.-практ. конф. Львів: ЛДУ БЖД, 2011. С. 67–69.
2. Гудим В., Карбонічек М., Назаровець О. Аналіз мікроструктури мідних кабельно-провідникових виробів електричних мереж, які перебували у середовищі пожежі. *Пожежна безпека*. 2012. № 20. С. 144–149.
3. Гудим В. І., Мнухін А. Г., Назаровець О. Б., Янків В. В. Дослідження причетності електричних мереж до виникнення пожеж на шахтах. *Уголь України*. 2016. № 11–12. С. 29–32.

4. Гудим В. І., Назаровець О. Б., Кузін О. А. Особливості мікроструктури мідних дрітків, нагрітих електричним струмом і відкритим полум'ям. *Пожежна безпека*. 2012. № 22. С. 55–60.
5. Исхаков Х. И., Пахомов А. В., Каминский Я. Н. Пожарная безопасность автомобиля. Москва: Транспорт, 1987. 86 с.
6. Лахтин Ю. М., Леонтьева В. П. Материаловедение: учеб. для высш. техн. учеб. заведений. 3-е изд., перераб. и дополн. Москва: Машиностроение, 1990. 528 с.
7. Мальцев М. В. Металлография промышленных цветных металлов и сплавов (с приложением атласа макро- и микроструктур). 2-е изд., перераб. и дополн. Москва: Металлургия, 1970. 343 с.
8. Офіційний сайт Центру пожежної статистики. URL: <http://www.ctif.org/ctif/about-ctif>.
9. Булочников Н. М., Зернов С. И., Становенко А. А., Черничук Ю. П. Пожар в автомобиле: как установить причину? Москва: Флигистон, 2006. 224 с.
10. Смелков Г. И. Пожарная безопасность электропроводок. Москва: Кабель, 2009. 328 с.
11. Статистика – ДСНС України. URL: <http://www.undicz.dsns.gov.ua/ua/Statistica.html>.
12. Babrauskas V. Mechanisms and Modes for Ignition of Low-voltage, PVC-insulated Electrotechnical Products. *Fire & Materials*. 2006. № 30. P. 150–174.
13. Béland B. Electricity...The Main Fire Cause? *Fire and Arson Investigator*. 1982. № 32. P. 18–22.
14. Xiaojun C., Lizhong Y., Zhihua D., Weicheng F. A multi-layer zone model for predicting fire behavior in a fire room. *Fire Safety Journal*. 2005. № 40. P. 267–281.
15. Fire Statistics. URL: <http://www.usfa.fema.gov/statistics/>.
16. Hall J. R., Bukowski R. W., Gomberg A. Analysis of Electrical Fire Investigations in Ten Cities (NBSIR 83-2803), [U.S.] Natl. Bur. Stand., Gaithersburg MD, 1983.
17. Lindsay T. National Electrical Grounding Research Project. Fire Protection Research Foundation, Quincy, MA, 2007.
18. Nazarovets O. B., Gudym V. I., Kuzin O. A. Features of changing the structure of copper conductors in terms of the current complex and high temperature. *Science and Education a New Dimension. Natural and Technical Sciences*. 2015. III(6), is. 54. P. 47–51.
19. Rohr K. D., The U.S. Home Product Report (Appliances and Equipment Involved in Fires), Fire Analysis & Research Div., National Fire Protection Assn., Quincy MA, 2000.
20. Smith L., McCoskrie D. What Causes Wiring Fires in Residences. *Fire Journal*. 1990. 84, 1. P. 19–24.

**Гудим В., Кузін О., Назаровець О.  
МІКРОСТРУКТУРА ПРОВІДІВ ВНУТРІШНІХ ЕЛЕКТРОМЕРЕЖ,  
ЯКІ ПОБУВАЛИ В УМОВАХ ПОЖЕЖІ**

Статистичні дані причин виникнення пожеж, які відбулися впродовж останніх років, показують, що електропроводи є одним із найпоширеніших джерел загоряння, оскільки приблизно 61 % усіх пожеж, пов'язаних з електроустановками промислового та побутового призначення, виникає від кабельно-провідникових виробів. Найчастіше в процесі здійснення пожежно-технічних експертиз під час виявлення провідників зі слідами оплавлення висувається версія про їх причетність до виникнення пожежі. Проте ці оплавлення можуть утворитися і в процесі розвитку пожежі. Тому залишається актуальним питання визначення першопричини виникнення пожежі. З метою максимально наблизити умови проведення експериментальних досліджень до реальних застосовувалися різні способи нагрівання: відкритий вогонь (модельне вогнище), коротке замикання (струмові навантаження за допомогою зварювального трансформатора), конвективне нагрівання приховано прокладених провідників (муфельна піч). У статті досліджуються зміни в мікроструктурі алюмінієвих та мідних провідників внутрішніх електричних мереж під час дії на них електричного струму (коротке замикання), відкритого полум'я та нагрівання у муфельній печі. Розглянуто властивості й структуру алюмінію та міді. Мідь є кристалічним матеріалом, тобто характеризується тривимірною періодичністю в розташуванні атомів. При цьому конкретне розташування атомів і відстані між ними різні для різних металів, сукупність атомів утворює кристалічну ґратку. Проведено експерименти різних режимів нагрівання провідників електричних мереж. На основі локального рентгеноспектрального аналізу сформовані залежності вмісту кисню та показано відмінності в мікроструктурі провідників залежно від режиму нагрівання. Наведені результати дають змогу підвищити достовірність встановлення причин виникнення пожеж.

**Ключові слова:** мікроструктура провідників, електричні мережі, локальний рентгеноспектральний аналіз, вміст кисню, коротке замикання.

**Hudym V., Kuzin O., Nazarovets O.**

**RESEARCH OF MICROSTRUCTURE OF WIRES OF INTERNAL ELECTROMAGNETIC FUEL IN FIRE CONDITIONS**

The article shows the current state and problems associated with the features of the construction of internal electrical networks, as well as problems associated with their fire danger. The official statistics presented are alarming

and compel to seek ways and methods for an objective assessment of the reasons for the reasonableness of the internal electrical networks of these buildings before the occurrence of fires.

As shown in the paper, the methods used to detect the causes of fire today have significant disadvantages and therefore in many cases do not allow proper identification or confirmation of the primary causes of fire. In connection with this, the root causes of the fire are short circuit modes in the internal electricity grid, or violation of the rules of use of household electric heating devices, in particular the modes of their overloads.

In reality, these pointers are somewhat inflated, therefore, the task is to improve the technique of detecting the involvement of wires of internal electrical networks, or electrical equipment, which can lead to overloads or short circuits, until a fire is established. To this end, the authors carried out a large amount of experiments with copper and aluminum wires of electric current that would reproduce the real conditions, and the results of these experiments after their generalization allowed to improve the technique of fire and technical expertise.

Therefore, the issue of determining the root cause of the fire remains relevant. In order to maximally approximate the conditions of carrying out experimental research into real, different methods of heating were carried out: open fire (model fire), short circuit (current loads using a welding transformer), convective heating of hidden conductive conductors (muffle furnace). The article deals with changes in the microstructure of aluminum and copper conductors of internal electrical networks during the action of electric current (short circuit), open flame and heating in a muffle furnace. The properties and structure of aluminum and copper are considered. Copper is a crystalline material, that is, it is characterized by a three-dimensional periodicity in the arrangement of atoms. In this case, the specific location of atoms and the distance between them are different for different metals, the totality of atoms forms a crystal lattice. Experiments of different modes of heating conductors of electric networks have been carried out. On the basis of the local X-ray spectral analysis, the oxygen content dependences are formed and the differences in the microstructure of the conductors are shown, depending on the heating regime. The given results allow to determine the involvement of the electric current before the fire.

**Key words:** microstructure of conductors, electrical networks, local x-ray spectral analysis, oxygen content, short circuit.

*Стаття надійшла 18.11.2018*



## РОЗРАХУНОК КЛАСИЧНИМ МЕТОДОМ ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСІВ У ЛІНІЙНИХ КОЛАХ З ПОЛІНОМІАЛЬНИМИ ВИМУШЕННЯМИ

Дмитро Гречин, к. т. н., Іван Дробот, Андрій Герман

Львівський національний аграрний університет,

вул. Володимира Великого, 1, м. Дубляни, Жовківський р-н, Львівська обл., Україна,

e-mail: hrechynd@ukr.net

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2018.01.140>

**Постановка проблеми.** Розрахунок класичним методом перехідних процесів у лінійному стаціонарному електричному колі зводиться до формулювання і розв'язування задачі Коші, під якою розуміємо систему диференціальних рівнянь першого порядку, що описує процеси в даному колі, і сукупність початкових значень невідомих (так званих початкових умов), яка виділяє потрібний перехідний процес з множини можливих процесів у цьому колі [4–8; 14; 15; 17; 18].

Класичний метод є з математичного погляду найпростішим серед відомих методів розв'язування задачі Коші для лінійної системи диференціальних рівнянь зі сталими коефіцієнтами, але практична реалізація останнього з перелічених етапів – формування лінійної системи алгебричних рівнянь для обчислення сталих інтегрування – є досить громіздкою і вже при  $n > 2$  практично зводить нанівець згадану основну перевагу класичного методу. Як відомо, саме ця обставина зумовила широке розповсюдження операторного методу Гевісайда [13], в якому задача визначення сталих інтегрування розв'язується значно швидше, ніж у класичному методі.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Розв'язування цієї задачі Коші класичним методом передбачає послідовне виконання таких операцій [1–3; 9–12; 16; 19; 20]:

- систему диференціальних рівнянь першого порядку зводять за допомогою алгебричних перетворень до одного диференціального рівняння  $n$ -го порядку з однією невідомою функцією. Вільний член цього рівняння називається зведеним вимушенням;

- невідому функцію представляють сумою двох складових – так званої вимушеної складової, яка є частковим розв'язком повного диференціального рівняння  $n$ -го порядку, і так званої вільної складової, яка є розв'язком однорідного диференціального рівняння  $n$ -го порядку, отриманого з повного диференціального рівняння прирівнюванням зведеного вимушення до нуля;

- якщо зведене вимушення є функцією, що належить до класу функцій гармонічних (тобто має вигляд  $U_c \cos(\omega t) + U_s \sin(\omega t)$ ), експонент (тобто  $Ue^{at}$ ) чи многочленів  $n$ -го степеня (тобто  $U_0 + U_1 t + U_2 \frac{t^2}{2!} + \dots + U_n \frac{t^n}{n!}$ ), то вимушену складову

шукають у цьому ж класі функцій, тобто представляють її «ізоморфною» зі зведеним вимушенням [1], і невідомі параметри цієї функції визначають методом неозначених коефіцієнтів – з лінійної системи алгебричних рівнянь, яку отримують за допомогою підставлення вимушеної складової до повного диференціального рівняння і прирівнювання коефіцієнтів при однойменних функціях часу. Варто підкреслити, що коли зведене вимушення не належить до жодного з названих класів функцій, то застосування класичного методу вимагає додаткового опрацювання;

- вільна складова є сумою експонент, коефіцієнти яких називаються сталими інтегрування, а показники є добутками виду  $p_1 t, \dots, p_n t$ , де  $p_1, \dots, p_n$  – корені характеристичного рівняння  $n$ -го степеня, породжуваного однорідним диференціальним рівнянням;

- сталі інтегрування визначають із лінійної системи алгебричних рівнянь, яку формують за допомогою послідовних перетворень диференціальних рівнянь першого порядку (у тому числі їх послідовного диференціювання  $n-1$  разів) і підставлення до перетворених рівнянь суми вільної і вимушеної складових для моменту часу, що відповідає початкові перехідного процесу, з урахуванням відомих початкових умов.

**Постановка завдання.** Аналіз проблеми показав, що якщо до опису перехідних процесів у лінійних електричних колах застосовувати не диференціальні рівняння, а інтегральні, то математичне формулювання задачі є з концепційного погляду простішим.

**Виклад основного матеріалу.** Проілюструємо цю тезу на прикладі кола, що складається з послідовно сполучених конденсатора з ємністю  $C$ , резистора з опором  $R$  і котушки з індуктивністю  $L$ , живленого напругою

$$u = U_0 + U_1 t + U_2 \frac{t^2}{2!} + U_3 \frac{t^3}{3!} + U_4 \frac{t^4}{4!},$$

де  $U_0, \dots, U_4$  – відомі числа.

У традиційному підході задача розрахунку перехідних процесів у цьому колі формулюється як задача Коші, тобто як система алгебро-диференціальних рівнянь

$$u_L + u_R + u_C = U_0 + U_1 t + U_2 \frac{t^2}{2!} + U_3 \frac{t^3}{3!} + U_4 \frac{t^4}{4!};$$

$$u_R = Ri; \quad u_L = L \frac{di}{dt}; \quad i = C \frac{du_C}{dt},$$

де  $i = i(t)$ ;  $u_R = u_R(t)$ ;  $u_L = u_L(t)$ ;  $u_C = u_C(t)$  – струм у колі й напруги на резисторі, котушці і конденсаторі як невідомі функції часу;  $u_{C0}$  – початкове значення напруги на конденсаторі;  $i_0$  – початкове значення струму в котушці, разом із початковими умовами:

$$\text{“якщо } t = 0, \text{ то } u_C(0) = u_{C0}; \quad i(0) = i_0 \text{”}, \quad (1)$$

або ж як система диференціальних рівнянь

$$L \frac{di}{dt} + Ri + u_C = U_0 + U_1 t + U_2 \frac{t^2}{2!} + U_3 \frac{t^3}{3!} + U_4 \frac{t^4}{4!};$$

$$C \frac{du_C}{dt} - i = 0$$

разом з початковими умовами (1).

У термінах інтегральних рівнянь задача розрахунку перехідних процесів у цьому ж колі формулюється як система алгебро-інтегральних рівнянь

$$u_L + u_R + u_C =$$

$$U_0 + U_1 t + U_2 \frac{t^2}{2!} + U_3 \frac{t^3}{3!} + U_4 \frac{t^4}{4!};$$

$$u_R = Ri; \quad i = \frac{1}{L} \int_0^t u_L dt + i_0; \quad (2)$$

$$u_C = \frac{1}{C} \int_0^t i dt + u_{C0},$$

або ж як система інтегральних рівнянь

$$C^{-1} \int_0^t i dt + Ri + u_L =$$

$$= -u_{C0} + U_0 + U_1 t + U_2 \frac{t^2}{2!} + U_3 \frac{t^3}{3!} + U_4 \frac{t^4}{4!}; \quad (3)$$

$$L^{-1} \int_0^t u_L dt - i = i_0.$$

З порівняння цих двох підходів бачимо, що при формулюванні задачі в термінах інтегральних рівнянь початкові умови виявляються врахо-

ваними в самих рівняннях і, отже, тут потреба в понятті задачі Коші як «системи диференціальних рівнянь разом з початковими умовами» відпадає, оскільки система інтегральних рівнянь містить вичерпну інформацію про шуканий перехідний процес.

Безпосереднім і важливим з практичного погляду наслідком наведеної тези є можливість опрацювання загального і водночас простого алгоритму розрахунку перехідних процесів у лінійних колах на підставі класичного методу.

У загальному випадку перехідні процеси в лінійному стаціонарному електричному колі описуються лінійною системою  $n$  інтегральних рівнянь першого порядку зі сталими коефіцієнтами і  $n$  змінними стану кола як невідомими функціями часу  $x_1 = x_1(t)$ ; ... ;  $x_n = x_n(t)$ , яка при поліноміальному вимушенні має вигляд

$$a_{11} \int_0^t x_1 dt + \dots + a_{1n} \int_0^t x_n dt +$$

$$+ b_{11} x_1 + \dots + b_{1n} x_n =$$

$$= V_{1,0} + V_{1,1} t + V_{1,2} \frac{t^2}{2!} +$$

$$+ \dots + V_{1,m-1} \frac{t^{m-1}}{(m-1)!} + V_{1,m} \frac{t^m}{m!}; \quad (4)$$

**М**

$$a_{n1} \int_0^t x_1 dt + \dots + a_{nn} \int_0^t x_n dt +$$

$$+ b_{n1} x_1 + \dots + b_{nn} x_n =$$

$$= V_{n,0} + V_{n,1} t + V_{n,2} \frac{t^2}{2!} + \dots +$$

$$+ V_{n,m-1} \frac{t^{m-1}}{(m-1)!} + V_{n,m} \frac{t^m}{m!},$$

де  $a_{jk}, b_{jk}$  ( $j, k = 1, \dots, n$ ) – сталі коефіцієнти, що визначаються параметрами кола;  $V_{jk}$  ( $j = 1, \dots, k = 1, \dots, m$ ) – сталі, що конкретизують поліноміальне вимушення.

Введемо для скорочення запису оператор

$$r = \int_0^t dt \quad (5)$$

і назвемо його інтегральним оператором першого порядку. Добуток цього оператора на функцію перетворює цю функцію на її інтеграл у межах від 0 до  $t$ .

Запишемо систему рівнянь (4) з урахуванням (5) у вигляді

$$a_{11} r x_1 + \dots + a_{1n} r x_n + b_{11} x_1 + \dots + b_{1n} x_n =$$

$$= V_{1,0} + V_{1,1} t + V_{1,2} \frac{t^2}{2!} + \dots +$$

$$+V_{1,m-1} \frac{t^{m-1}}{(m-1)!} + V_{1,m} \frac{t^m}{m!};$$

$$\mathbf{M}$$

$$a_{n1}rx_1 + \dots + a_{nn}rx_n + b_{n1}x_1 + \dots + b_{nn}x_n =$$

$$= V_{n,0} + V_{n,1}t + V_{n,2} \frac{t^2}{2!} + \dots +$$

$$+ V_{n,m-1} \frac{t^{m-1}}{(m-1)!} + V_{n,m} \frac{t^m}{m!}.$$

Загальний розв'язок цієї системи має вигляд

$$x_1 = \underline{A}_{11}e^{p_1t} + \dots + \underline{A}_{1n}e^{p_nt} + X_{10} +$$

$$+ X_{11}t + X_{12} \frac{t^2}{2!} + \dots + X_{1,m-2} \frac{t^{m-2}}{(m-2)!} +$$

$$+ X_{1,m-1} \frac{t^{m-1}}{(m-1)!};$$

$$\mathbf{M}$$

$$x_n = \underline{A}_{n1}e^{p_1t} + \dots + \underline{A}_{nm}e^{p_mt} + X_{n0} +$$

$$+ X_{n1}t + X_{n2} \frac{t^2}{2!} + \dots + X_{n,m-2} \frac{t^{m-2}}{(m-2)!} +$$

$$+ X_{n,m-1} \frac{t^{m-1}}{(m-1)!},$$

де  $\underline{A}_{jk}$  ( $j, k = 1, \dots, n$ ) – сталі інтегрування, які в загальному випадку є комплексними величинами;  $X_{jk}$  ( $j = 1, \dots, n; k = 1, \dots, m-1$ ) – параметри відповіді на поліноміальне вимушення.

Ввівши вектори-стовпчики

$$\mathbf{r}_x = \begin{bmatrix} x_1 \\ \mathbf{M} \\ x_n \end{bmatrix}; \mathbf{V}_0 = \begin{bmatrix} V_{1,0} \\ \mathbf{M} \\ V_{n,0} \end{bmatrix};$$

$$\mathbf{V}_1 = \begin{bmatrix} V_{1,1} \\ \mathbf{M} \\ V_{n,1} \end{bmatrix}; \dots; \mathbf{V}_m = \begin{bmatrix} V_{1,m} \\ \mathbf{M} \\ V_{n,m} \end{bmatrix};$$

$$\mathbf{r}_{X_0} = \begin{bmatrix} X_{1,0} \\ \mathbf{M} \\ X_{n,0} \end{bmatrix}; \mathbf{r}_{X_1} = \begin{bmatrix} X_{1,1} \\ \mathbf{M} \\ X_{n,1} \end{bmatrix}; \dots;$$

$$\mathbf{r}_{X_{m-1}} = \begin{bmatrix} X_{1,m-1} \\ \mathbf{M} \\ X_{n,m-1} \end{bmatrix};$$

$$\mathbf{r}_{\underline{A}_1} = \begin{bmatrix} \underline{A}_{1,1} \\ \mathbf{M} \\ \underline{A}_{n,1} \end{bmatrix}; \dots; \mathbf{r}_{\underline{A}_m} = \begin{bmatrix} \underline{A}_{1,m} \\ \mathbf{M} \\ \underline{A}_{n,m} \end{bmatrix}$$

і матриці

$$\hat{a} = \begin{bmatrix} a_{11} & \mathbf{L} & a_{1n} \\ \mathbf{M} & & \mathbf{M} \\ a_{n1} & \mathbf{L} & a_{nn} \end{bmatrix}; \hat{b} = \begin{bmatrix} b_{11} & \mathbf{L} & b_{1n} \\ \mathbf{M} & & \mathbf{M} \\ b_{n1} & \mathbf{L} & b_{nn} \end{bmatrix}, \quad (9)$$

запишемо систему  $n$  скалярних інтегральних рівнянь (6) як одне векторне інтегральне рівняння

$$\hat{a}r\dot{x} + \hat{b}r\ddot{x} = \mathbf{V}_0 + \mathbf{V}_1t + \mathbf{V}_2 \frac{t^2}{2!} +$$

$$+ \dots + \mathbf{V}_{m-1} \frac{t^{m-1}}{(m-1)!} + \mathbf{V}_m \frac{t^m}{m!}, \quad (10)$$

а його розв'язок (7) – у вигляді

$$r\dot{x} = \underline{A}_1e^{p_1t} + \dots + \underline{A}_ne^{p_nt} + \dot{X}_0 + \dot{X}_1t +$$

$$+ \dot{X}_2 \frac{t^2}{2!} + \dots + \dot{X}_{m-2} \frac{t^{m-2}}{(m-2)!} +$$

$$+ \dot{X}_{m-1} \frac{t^{m-1}}{(m-1)!}.$$

Проінтегрувавши рівняння (10)  $n-1$  разів, отримуємо інтегральне рівняння

$$\hat{a}r^n \dot{x} + \hat{b}r^{n-1} \dot{x} = \mathbf{V}_0 \frac{t^{n-1}}{(n-1)!} + \mathbf{V}_1 \frac{t^n}{n!} +$$

$$+ \mathbf{V}_2 \frac{t^{n+1}}{(n+1)!} + \dots + \mathbf{V}_{m-1} \frac{t^{m+n-2}}{(m+n-2)!} +$$

$$+ \mathbf{V}_m \frac{t^{m+n-1}}{(m+n-1)!}.$$

Але згідно з (11)

$$r\dot{x} = \frac{\underline{A}_1}{p_1} e^{p_1t} - \frac{\underline{A}_1}{p_1} + \dots + \frac{\underline{A}_n}{p_n} e^{p_nt} -$$

$$- \frac{\underline{A}_n}{p_n} + \dot{X}_0t + \dot{X}_1 \frac{t^2}{2!} + \dot{X}_2 \frac{t^3}{3!} +$$

$$+ \dots + \dot{X}_{m-2} \frac{t^{m-1}}{(m-1)!} + \dot{X}_{m-1} \frac{t^m}{m!};$$

$$r^2 \dot{x} = \frac{\underline{A}_1}{p_1^2} e^{p_1t} - \frac{\underline{A}_1}{p_1^2} - \frac{\underline{A}_1}{p_1} t + \dots +$$

$$+ \frac{\underline{A}_n}{p_n^2} e^{p_nt} - \frac{\underline{A}_n}{p_n^2} - \frac{\underline{A}_n}{p_n} t +$$

$$+ \dot{X}_0 \frac{t^2}{2!} + \dot{X}_1 \frac{t^3}{3!} + \dot{X}_2 \frac{t^4}{4!} +$$

$$+ \dots + \dot{X}_{m-2} \frac{t^m}{m!} + \dot{X}_{m-1} \frac{t^{m+1}}{(m+1)!};$$

$$\mathbf{M}$$

$$r^{n-1} \dot{x} = \frac{\underline{A}_1}{p_1^{n-1}} e^{p_1t} - \frac{\underline{A}_1}{p_1^{n-1}} -$$

$$- \frac{\underline{A}_1}{p_1^{n-2}} t - \dots - \frac{\underline{A}_1}{p_1} \frac{t^{n-2}}{(n-2)!} +$$

$$\begin{aligned}
 & + \dots + \frac{\mathbf{A}_n}{p_n^{n-1}} e^{p_n t} - \frac{\mathbf{A}_n}{p_n^{n-1}} - \frac{\mathbf{A}_n}{p_n^{n-2}} t - \\
 & - \dots - \frac{\mathbf{A}_n}{p_n} \frac{t^{n-2}}{(n-2)!} + \mathbf{X}_0 \frac{t^{n-1}}{(n-1)!} + \\
 & + \mathbf{X}_1 \frac{t^n}{n!} + \mathbf{X}_2 \frac{t^{n+1}}{(n+1)!} + \dots + \\
 & + \mathbf{X}_{m-2} \frac{t^{m+n-3}}{(m+n-3)!} + \mathbf{X}_{m-1} \frac{t^{m+n-2}}{(m+n-2)!}; \\
 \mathbf{r}^n \mathbf{x} = & \frac{\mathbf{A}_1}{p_1^n} e^{p_1 t} - \frac{\mathbf{A}_1}{p_1^n} - \frac{\mathbf{A}_1}{p_1^{n-1}} t - \\
 & - \dots - \frac{\mathbf{A}_1}{p_1} \frac{t^{n-1}}{(n-1)!} + \dots + \frac{\mathbf{A}_n}{p_n^n} e^{p_n t} - \\
 & - \frac{\mathbf{A}_n}{p_n^n} - \frac{\mathbf{A}_n}{p_n^{n-1}} t - \dots - \frac{\mathbf{A}_n}{p_n} \frac{t^{n-1}}{(n-1)!} + \\
 & + \mathbf{X}_0 \frac{t^n}{n!} + \mathbf{X}_1 \frac{t^{n+1}}{(n+1)!} + \mathbf{X}_2 \frac{t^{n+2}}{(n+2)!} + \\
 & + \dots + \mathbf{X}_{m-2} \frac{t^{m+n-2}}{(m+n-2)!} + \\
 & + \mathbf{X}_{m-1} \frac{t^{m+n-1}}{(m+n-1)!}.
 \end{aligned}$$

Підставивши (11), (13) до (12), отримуємо алгебричне векторне рівняння

$$\begin{aligned}
 & \hat{a} \frac{\mathbf{A}_1}{p_1^n} e^{p_1 t} - \hat{a} \frac{\mathbf{A}_1}{p_1^n} - \hat{a} \frac{\mathbf{A}_1}{p_1^{n-1}} t - \\
 & - \dots - \hat{a} \frac{\mathbf{A}_1}{p_1} \frac{t^{n-1}}{(n-1)!} + \dots + \hat{a} \frac{\mathbf{A}_n}{p_n^n} e^{p_n t} - \\
 & - \hat{a} \frac{\mathbf{A}_n}{p_n^n} - \hat{a} \frac{\mathbf{A}_n}{p_n^{n-1}} t - \dots - \hat{a} \frac{\mathbf{A}_n}{p_n} \frac{t^{n-1}}{(n-1)!} + \\
 & + \hat{a} \mathbf{X}_0 \frac{t^n}{n!} + \hat{a} \mathbf{X}_1 \frac{t^{n+1}}{(n+1)!} + \hat{a} \mathbf{X}_2 \frac{t^{n+2}}{(n+2)!} + \\
 & + \dots + \hat{a} \mathbf{X}_{m-2} \frac{t^{m+n-2}}{(m+n-2)!} + \\
 & + \hat{a} \mathbf{X}_{m-1} \frac{t^{m+n-1}}{(m+n-1)!} + \hat{b} \frac{\mathbf{A}_1}{p_1^{n-1}} e^{p_1 t} - \\
 & - \hat{b} \frac{\mathbf{A}_1}{p_1^{n-1}} - \hat{b} \frac{\mathbf{A}_1}{p_1^{n-2}} t - \dots - \hat{b} \frac{\mathbf{A}_1}{p_1} \frac{t^{n-2}}{(n-2)!} + \\
 & + \dots + \hat{b} \frac{\mathbf{A}_n}{p_n^{n-1}} e^{p_n t} - \hat{b} \frac{\mathbf{A}_n}{p_n^{n-1}} - \hat{b} \frac{\mathbf{A}_n}{p_n^{n-2}} t - \\
 & - \dots - \hat{b} \frac{\mathbf{A}_n}{p_n} \frac{t^{n-2}}{(n-2)!} + \hat{b} \mathbf{X}_0 \frac{t^{n-1}}{(n-1)!} + \\
 & + \hat{b} \mathbf{X}_1 \frac{t^n}{n!} + \hat{b} \mathbf{X}_2 \frac{t^{n+1}}{(n+1)!} + \dots +
 \end{aligned}$$

(13)

(14)

$$\begin{aligned}
 & + \hat{b} \mathbf{X}_{m-2} \frac{t^{m+n-3}}{(m+n-3)!} + \hat{b} \mathbf{X}_{m-1} \frac{t^{m+n-2}}{(m+n-2)!} = \\
 & = \mathbf{V}_0 \frac{t^{n-1}}{(n-1)!} + \mathbf{V}_1 \frac{t^n}{n!} + \mathbf{V}_2 \frac{t^{n+1}}{(n+1)!} + \dots + \\
 & + \mathbf{V}_{m-1} \frac{t^{m+n-2}}{(m+n-2)!} + \mathbf{V}_m \frac{t^{m+n-1}}{(m+n-1)!}.
 \end{aligned}$$

До обчислення невідомих показників  $p_1, \dots, p_n$  експонент  $e^{p_1 t}, \dots, e^{p_n t}$  та векторів  $\mathbf{A}_1, \dots, \mathbf{A}_n, \mathbf{X}_0, \mathbf{X}_1, \dots, \mathbf{X}_m$  застосуємо метод неозначених коефіцієнтів. Рівняння (14) задовольняється при кожному значенні змінної  $t$ , якщо коефіцієнти при функціях  $e^{p_1 t}, \dots, e^{p_n t}, 1, t, \dots, \frac{t^{n-1}}{(n-1)!}, \frac{t^n}{n!}, \frac{t^{n+1}}{(n+1)!}, \dots, \frac{t^{m+n-2}}{(m+n-2)!}, \frac{t^{m+n-1}}{(m+n-1)!}$  задовольняють відповідні алгебричні рівняння. Запишемо ці рівняння у вигляді трьох систем:

$$\hat{a} \frac{\mathbf{A}_1}{p_1^n} + \hat{b} \frac{\mathbf{A}_1}{p_1^{n-1}} = 0; \dots; \tag{15}$$

$$\hat{a} \frac{\mathbf{A}_n}{p_n^n} + \hat{b} \frac{\mathbf{A}_n}{p_n^{n-1}} = 0;$$

$$\begin{aligned}
 & - \hat{a} \frac{\mathbf{A}_1}{p_1^n} - \dots - \hat{a} \frac{\mathbf{A}_n}{p_n^n} - \hat{b} \frac{\mathbf{A}_1}{p_1^{n-1}} - \dots - \\
 & - \hat{b} \frac{\mathbf{A}_n}{p_n^{n-1}} = 0; \\
 & - \hat{a} \frac{\mathbf{A}_1}{p_1^{n-1}} - \dots - \hat{a} \frac{\mathbf{A}_n}{p_n^{n-1}} - \hat{b} \frac{\mathbf{A}_1}{p_1^{n-2}} - \dots - \\
 & - \hat{b} \frac{\mathbf{A}_n}{p_n^{n-2}} = 0;
 \end{aligned}$$

(16)

$$\begin{aligned}
 & - \hat{a} \frac{\mathbf{A}_1}{p_1} - \dots - \hat{a} \frac{\mathbf{A}_n}{p_n} + \hat{b} \mathbf{X}_0 = \mathbf{V}_0; \\
 & \hat{a} \mathbf{X}_0 + \hat{b} \mathbf{X}_1 = \mathbf{V}_1; \\
 & \hat{a} \mathbf{X}_1 + \hat{b} \mathbf{X}_2 = \mathbf{V}_2;
 \end{aligned}$$

(17)

$$\begin{aligned}
 & \hat{a} \mathbf{X}_{m-2} + \hat{b} \mathbf{X}_{m-1} = \mathbf{V}_{m-1}; \\
 & \hat{a} \mathbf{X}_{m-1} = \mathbf{V}_m.
 \end{aligned}$$

Рівняння (15) зводяться до  $n$  однакових однорідних рівнянь

$$\hat{a} + \hat{b} p_1 = 0; \dots; \hat{a} + \hat{b} p_n = 0. \tag{18}$$

Воно задовольняється, якщо

$$\det(\hat{a} + \hat{b} p) = 0. \tag{19}$$

Ми отримали характеристичне рівняння для системи інтегральних рівнянь (6). Розв'язуючи його чисельним способом, знаходимо показники експонент  $e^{p_1 t}, \dots, e^{p_n t}$ .

Рівняння (16), (17) запишемо в матричному вигляді

$$\begin{bmatrix} \hat{a} + \frac{\hat{b}}{p_1^n} & \frac{\hat{a}}{p_2^n} + \frac{\hat{b}}{p_2^{n-1}} & \mathbf{L} & \frac{\hat{a}}{p_n^n} + \frac{\hat{b}}{p_n^{n-1}} \\ \frac{\hat{a}}{p_1^{n-1}} + \frac{\hat{b}}{p_1^{n-2}} & \frac{\hat{a}}{p_2^{n-1}} + \frac{\hat{b}}{p_2^{n-2}} & \mathbf{L} & \frac{\hat{a}}{p_n^{n-1}} + \frac{\hat{b}}{p_n^{n-2}} \\ \mathbf{M} & \mathbf{M} & & \mathbf{M} \\ \frac{\hat{a}}{p_1} & \frac{\hat{a}}{p_2} & \mathbf{L} & \frac{\hat{a}}{p_n} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \mathbf{r} \\ \mathbf{A}_1 \\ \mathbf{r} \\ \mathbf{A}_1 \\ \mathbf{M} \\ \mathbf{r} \\ \mathbf{A}_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \mathbf{M} \\ \mathbf{r} \\ V_0 - \hat{b} X_0 \end{bmatrix}; \quad (20)$$

$$\begin{bmatrix} \hat{a} & \hat{b} & \mathbf{L} & 0 & 0 \\ 0 & \hat{a} & \mathbf{L} & 0 & 0 \\ \mathbf{M} & \mathbf{M} & \mathbf{O} & \mathbf{M} & \mathbf{M} \\ 0 & 0 & \mathbf{L} & \hat{a} & \hat{b} \\ 0 & 0 & \mathbf{L} & 0 & \hat{a} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{r} \\ X_0 \\ \mathbf{r} \\ X_1 \\ \mathbf{r} \\ X_{m-2} \\ \mathbf{r} \\ X_{m-1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{r} \\ V_1 \\ \mathbf{r} \\ V_2 \\ \mathbf{M} \\ \mathbf{r} \\ V_{m-1} \\ \mathbf{r} \\ V_m \end{bmatrix}. \quad (21)$$

З (19), (20), (21) бачимо, що системи алгебричних рівнянь для визначення невідомих параметрів шуканого розв'язку задачі мають загальну і дуже просту структуру, що, своєю чергою, дозволяє формувати їх безпосередньо за відомою системою інтегральних рівнянь.

Проілюструємо застосування викладеного методу на прикладі розрахунку перехідного процесу в колі, згаданому на початку статті.

Запишемо систему інтегральних рівнянь (3)

$$\begin{aligned} C^{-1}ri + Ri + u_L &= -u_{C0} + U_0 + \\ + U_1 t + U_2 \frac{t^2}{2!} + U_3 \frac{t^3}{3!} + U_4 \frac{t^4}{4!}; \\ L^{-1}ru_L - i &= i_0 \end{aligned}$$

у вигляді одного векторного інтегрального рівняння

$$\hat{a}r\dot{x} + \hat{b}\dot{x} = V_0 + V_1 t + V_2 \frac{t^2}{2!} + V_3 \frac{t^3}{3!} + V_4 \frac{t^4}{4!}, \quad (22)$$

або ж

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} C^{-1} & 0 \\ 0 & L^{-1} \end{bmatrix} r \begin{bmatrix} i \\ u_L \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} R & 1 \\ -1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i \\ u_L \end{bmatrix} = \\ = \begin{bmatrix} -u_{C0} + U_0 \\ i_0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} U_1 \\ 0 \end{bmatrix} t + \begin{bmatrix} U_2 \\ 0 \end{bmatrix} \frac{t^2}{2!} + \\ + \begin{bmatrix} U_3 \\ 0 \end{bmatrix} \frac{t^3}{3!} + \begin{bmatrix} U_4 \\ 0 \end{bmatrix} \frac{t^4}{4!}, \end{aligned} \quad (23)$$

де

$$\begin{aligned} \hat{a} &= \begin{bmatrix} C^{-1} & 0 \\ 0 & L^{-1} \end{bmatrix}; \quad \hat{b} = \begin{bmatrix} R & 1 \\ -1 & 0 \end{bmatrix}; \\ \mathbf{r} \dot{x} &= \begin{bmatrix} i \\ u_L \end{bmatrix}; \quad \mathbf{r} V_0 = \begin{bmatrix} -u_{C0} + U_0 \\ i_0 \end{bmatrix}; \\ \mathbf{r} V_1 &= \begin{bmatrix} U_1 \\ 0 \end{bmatrix}; \quad \mathbf{r} V_2 = \begin{bmatrix} U_2 \\ 0 \end{bmatrix}; \\ \mathbf{r} V_3 &= \begin{bmatrix} U_3 \\ 0 \end{bmatrix}; \quad \mathbf{r} V_4 = \begin{bmatrix} U_4 \\ 0 \end{bmatrix}. \end{aligned} \quad (24)$$

Розв'язком системи інтегральних рівнянь (3) є сукупність функцій

$$\begin{aligned} i &= \underline{A}_{11} e^{p_1 t} + \underline{A}_{12} e^{p_2 t} + I_0 + I_1 t + I_2 \frac{t^2}{2!} + I_3 \frac{t^3}{3!}; \\ u_L &= \underline{A}_{21} e^{p_1 t} + \underline{A}_{22} e^{p_2 t} + U_{L0} + U_{L1} t + \\ &+ U_{L2} \frac{t^2}{2!} + U_{L3} \frac{t^3}{3!}. \end{aligned} \quad (25)$$

Позначивши

$$\begin{aligned} \mathbf{r} \underline{A}_1 &= \begin{bmatrix} \underline{A}_{11} \\ \underline{A}_{21} \end{bmatrix}; \quad \mathbf{r} \underline{A}_2 = \begin{bmatrix} \underline{A}_{12} \\ \underline{A}_{22} \end{bmatrix}; \quad \mathbf{r} X_0 = \begin{bmatrix} I_0 \\ U_{L0} \end{bmatrix}; \\ \mathbf{r} X_1 &= \begin{bmatrix} I_1 \\ U_{L1} \end{bmatrix}; \quad \mathbf{r} X_2 = \begin{bmatrix} I_2 \\ U_{L2} \end{bmatrix}; \quad \mathbf{r} X_3 = \begin{bmatrix} I_3 \\ U_{L3} \end{bmatrix}, \end{aligned} \quad (26)$$

запишемо розв'язок (25) у вигляді

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} i \\ u_L \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} \underline{A}_{11} \\ \underline{A}_{21} \end{bmatrix} e^{p_1 t} + \begin{bmatrix} \underline{A}_{12} \\ \underline{A}_{22} \end{bmatrix} e^{p_2 t} + \\ + \begin{bmatrix} I_0 \\ U_{L0} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} I_1 \\ U_{L1} \end{bmatrix} t + \begin{bmatrix} I_2 \\ U_{L2} \end{bmatrix} \frac{t^2}{2!} + \begin{bmatrix} I_3 \\ U_{L3} \end{bmatrix} \frac{t^3}{3!}. \end{aligned} \quad (27)$$

Характеристичне рівняння для системи інтегральних рівнянь (3) має вигляд

$$\det \begin{bmatrix} C^{-1}R + p & p \\ -p & L^{-1} \end{bmatrix} = 0,$$

або ж

$$p^2 + pL^{-1}R + L^{-1}C^{-1} = 0, \quad (28)$$

звідки

$$\begin{aligned} p_1 &= -\frac{R}{2L} - \sqrt{\left(\frac{R}{2L}\right)^2 - \frac{1}{LC}}; \\ p_2 &= -\frac{R}{2L} + \sqrt{\left(\frac{R}{2L}\right)^2 - \frac{1}{LC}}. \end{aligned} \quad (29)$$

Лінійна система алгебричних рівнянь (21) має вигляд

$$\begin{bmatrix} \hat{a} & \hat{b} & 0 & 0 \\ 0 & \hat{a} & \hat{b} & 0 \\ 0 & 0 & \hat{a} & \hat{b} \\ 0 & 0 & 0 & \hat{a} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{r} \\ X_0 \\ \mathbf{r} \\ X_1 \\ \mathbf{r} \\ X_2 \\ \mathbf{r} \\ X_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{r} \\ V_1 \\ \mathbf{r} \\ V_2 \\ \mathbf{r} \\ V_3 \\ \mathbf{r} \\ V_4 \end{bmatrix},$$

або ж

$$\begin{bmatrix} C^{-1} & 0 & R & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & L^{-1} & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & C^{-1} & 0 & R & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & L^{-1} & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & C^{-1} & 0 & R & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & L^{-1} & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C^{-1} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & L^{-1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} I_0 \\ U_{L0} \\ I_1 \\ U_{L1} \\ I_2 \\ U_{L2} \\ I_3 \\ U_{L3} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} U_1 \\ 0 \\ U_2 \\ 0 \\ U_3 \\ 0 \\ U_4 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (30)$$

Лінійна система алгебричних рівнянь (20)

має вигляд

$$\begin{bmatrix} \frac{\hat{a}}{p_1^2} + \frac{\hat{b}}{p_1} & \frac{\hat{a}}{p_2^2} + \frac{\hat{b}}{p_2} \\ \frac{\hat{a}}{p_1} & \frac{\hat{a}}{p_2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{r} \\ \underline{A}_1 \\ \mathbf{r} \\ \underline{A}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ \mathbf{r} \\ V_0 - \hat{b}\mathbf{X}_0 \end{bmatrix},$$

або ж

$$\begin{bmatrix} \frac{C^{-1}}{p_1^2} + \frac{R}{p_1} & \frac{1}{p_1} & \frac{C^{-1}}{p_2^2} + \frac{R}{p_2} & \frac{1}{p_2} \\ -\frac{1}{p_1} & \frac{L^{-1}}{p_1^2} & -\frac{1}{p_2} & \frac{L^{-1}}{p_2^2} \\ \frac{C^{-1}}{p_1} & 0 & \frac{C^{-1}}{p_2} & 0 \\ 0 & \frac{L^{-1}}{p_1} & 0 & \frac{L^{-1}}{p_2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \underline{A}_{11} \\ \underline{A}_{21} \\ \underline{A}_{12} \\ \underline{A}_{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -u_{c0} + U_0 - RI_0 - U_{L0} \\ i_0 + I_0 \end{bmatrix} \quad (31)$$

Обчисливши показники (29) й розв'язавши числовим способом лінійні системи алгебричних рівнянь (30), (31), запишемо розв'язок (25).

Опрацьований метод можна застосовувати, якщо вимушення є аналітичними функціями, що не належать до класу функцій гармонічних або показникових, наприклад, якщо вони є функціями виду  $\exp(a_0 + a_1 t + a_2 \frac{t^2}{2!} + \dots + a_n \frac{t^n}{n!})$ , функціями Бесселя тощо. Наблизивши ці вимушення на інтервалі  $0 < t < t_m$  многочленами Тейлора, обчислюємо для цього інтервалу параметри розв'язку задачі безпосередньо з рівнянь виду (20), (21).

**Висновки.** Опрацьований варіант класичного методу розрахунку перехідних процесів у лінійних стаціонарних електричних колах при поліноміальних вимушеннях дозволяє на підставі системи інтегральних рівнянь, яка описує процес у колі, безпосередньо записати лінійну систему алгебричних рівнянь з невідомими коефіцієнтами всіх функцій, що входять до розв'язку задачі, і розв'язати ці рівняння чисельно. Він є з математичного погляду простим, а його практична реалізація є менш трудомісткою порівняно з операторним методом.

### Бібліографічний список

1. Анго А. Математика для электро- и радиоинженеров. Москва: Высш. шк., 1965. 658 с.
2. Бессонов Л. А. Теоретические основы электротехники: электрические цепи. Москва: Гардарики, 2002. 536 с.
3. Блажеквич Б. І. Основи теорії лінійних електричних кіл. Київ: Вища шк., 1964. 584 с.
4. Герман А. Математичне моделювання асинхронного генератора з внутрішньою ємнісною компенсацією. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. Львів, 2017. № 21. С. 184–189.
5. Гречин Д. П. Дослідження електромагнітних полів у провідній феромагнітній трубі. *Вісник НУ «Львівська політехніка». Електроенергетичні та електромеханічні системи*. Львів, 2003. № 487. С. 140–145.
6. Гречин Д. П. Моделювання нестационарного електромагнітного поля у нескінченній двошаровій провідній феромагнітній трубі. *Вісник НУ «Львівська політехніка». Електроенергетичні та електромеханічні системи*. Львів, 2009. № 654. С. 71–73.
7. Гречин Д. П., Герман А. Ф., Дробот І. М. Континуальна математична модель електромагнітного поля асинхронної машини із зубчатим феромагнітним ротором. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2016. № 20. С. 34–41.
8. Гречин Д. П., Дробот І. М., Герман А. Ф., Дубік В. М. Вплив розмірів паза ротора на величину пускового моменту короткозамкненого асинхронного двигуна. *Збірник наукових праць Подільського державного аграрно-технічного університету. Технічні науки*. Кам'янець-Подільський, 2016. № 24, ч. 2. С. 47–54.
9. Евдокимов Ф. Е. Теоретические основы электротехники. Москва: Высш. шк., 1981. 488 с.
10. Перхач В. С. Теоретична електротехніка: лінійні кола. Київ: Вища шк., 1992. 439 с.
11. Уайд Д., Вудсон Г. Электромеханическое преобразование энергии. Ленинград: Энергия, 1964. 539 с.

12. Фільц Р. Рівноважникове числення: монографія. Львів: Львів. держ. ін-т новітніх технологій та управління ім. В. Чорновола, 2010. 184 с.
13. Фільц Р. В., Лябук М. Н. Операторний метод аналізу перехідних процесів в електричних колах: навч. посіб. Луцьк, 2008. 200 с.
14. Чабан А. В. Принцип Гамільтона-Остроградського в електромеханічних системах. Львів: Вид-во Тараса Сороки, 2015. 488 с.
15. Чабан А. В., Левонюк В. Р., Дробот І. М., Герман А. Ф. Математичне моделювання перехідних процесів у лінії Лехера в стані неробочого ходу. *Електротехніка і електромеханіка*. 2016. № 3. С. 30–35.
16. Шимони К. Теоретическая электротехника. Москва: Мир, 1964. 785 с.
17. Hrechyn D. Modeling of non-stationary electromagnetic field in infinite two-layer conducting ferromagnetic plate. *Proceedings of the XIII International symposium on theoretical electrical*. Lviv, 2005. P. 36–38.
18. Hrechyn D. P., Herman A. F., Drobot I. M. Continuum mathematical model of the electromagnetic field of a linear asynchronous machine. *Motrol. Motoryzacja i energetyka rolnictwa*. Lublin, 2016. No. 17. P. 31–35.
19. Mayr O. Beiträge zur Theorie des statischen und des dynamischen Lichtbogens. *Archiv für Elektrotechnik*. Heft, 1943. No. 37. P. 588–608.
20. Filc R., Stefaniak Z., Hrechyn D. Modelowanie matematyczne niestacjonarnego pola elektromagnetycznego w płycie ferromagnetycznej. *Prace XXIII Międzynarodowej konferencji z podstaw elektrotechniki i teorii obwodów IC*. Gliwice, 2000. P. 67–72.

**Гречин Д., Дробот І., Герман А.**

### **РОЗРАХУНОК КЛАСИЧНИМ МЕТОДОМ ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСІВ У ЛІНІЙНИХ КОЛАХ З ПОЛІНОМІАЛЬНИМИ ВИМУШЕННЯМИ**

Переважає більшість об'єктів є нестационарними, вони змінюються у часі під впливом внутрішніх та зовнішніх чинників. Для формального опису нестационарних процесів був розроблений спеціальний математичний апарат, який отримав назву диференціальних рівнянь. У різних методах розрахунку перехідних процесів у лінійних колах враховується різна кількість членів розкладання (у багатокрокових методах в поєднанні з інтерполяційними формулами), що визначає точність обчислень. Під час використання цих методів на ЕОМ слід розрізняти похибки округлення через обмеженість кількості значущих цифр в ЕОМ та похибку зрізання (обмеження) – методичну похибку, що пов'язана з апроксимацією розв'язків скінченними рядами, замість нескінченних, наприклад, рядами Тейлора. Методи розв'язання задачі Коші поділяють на однокрокові та багатокрокові. В однокрокових методах для знаходження наступної точки на кривій потрібна інформація лише про один попередній крок (методи Ейлера і Рунге – Кутта). У багатокрокових методах для знаходження наступної точки на кривій потрібна інформація більш ніж про одну з попередніх точок. З математичного погляду класичний метод розрахунку перехідних процесів у лінійних колах є найпростішим серед відомих методів розв'язування задачі Коші для лінійної системи диференціальних рівнянь зі сталими коефіцієнтами. Аналіз проблеми показав, що якщо до опису перехідних процесів у лінійних електричних колах використовувати не диференціальні рівняння, а інтегральні, то математичне формулювання задачі є з концепційного погляду простішим.

У статті розглянуто варіант класичного методу розрахунку перехідних процесів у лінійних стационарних електричних колах, який дозволяє записувати системи алгебричних рівнянь з невідомими параметрами розв'язку задачі безпосередньо на підставі системи інтегральних рівнянь процесу в колі.

**Ключові слова:** класичний метод, перехідні процеси, гармонічна функція, алгоритм розрахунку, задача Коші.

**Hrechyn D., Drobot I., Herman A.**

### **THE CLASSICAL METHOD OF LINEAR CIRCUITS TRANSIENTS WITH POLYNOMIAL INPUTS**

The vast majority of objects are non-stationary, they vary in time under the influence of internal and external factors. For a formal description of nonstationary processes, a special mathematical apparatus, called differential equations, was developed. Different methods for calculating transient processes in linear circuits take into account the different number of expansion members (in multi-step methods in conjunction with interpolation formulas), which determines the accuracy of computations. When using these methods on a computer it is necessary to distinguish the rounding errors due to the limited number of significant digits in the computer; cut-off error (limitation) is a methodological error associated with the approximation of solutions to finite rows, instead of infinite, for example, Taylor series. Methods of solving the Cauchy problem are divided into one-to-one and multi-step. In one-step



methods, finding the next point on the curve requires information about only one previous step (Euler's and Runge-Kutta's methods). In multi-step methods, finding the next point on the curve requires information from more than one of the previous points. From a mathematical point of view, the classical method for calculating transition processes in linear circuits is the easiest among known methods for solving the Cauchy problem for a linear system of differential equations with constant coefficients. Analysis of the problem has shown that if, before the description of transient processes in linear electric circuits, it is not the differential equations that are integral, then the mathematical formulation of the problem is simpler from the conceptual point of view.

In the article the variant of the classical method for calculating transient processes in linear stationary electric circuits is considered, which allows to write down the systems of algebraic equations with unknown parameters of the solution of the problem directly on the basis of the system of integral equations of the process in a circuit.

**Key words:** classical method, transient processes, harmonic function, calculation algorithm, Cauchy problem.

*Стаття надійшла 18.11.2018*

## АНАЛІЗ УСТАЛЕНОГО ГАРМОНІЧНОГО ЕЛЕКТРИЧНОГО СКІН-ЕФЕКТУ В ОБХІД КРИВИХ ЕМДЕ

Василь Чабан<sup>1,2</sup>, д. т. н., Андрій Герман<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Львівський національний аграрний університет,  
вул. Володимира Великого, 1, м. Дубляни, Жовківський р-н, Львівська обл., Україна,  
e-mail: v1z4d5@gmail.com

<sup>2</sup>Національний університет «Львівська політехніка»,  
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, Україна,  
e-mail: v1z4d5@gmail.com

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2018.01.148>

**Постановка проблеми.** В агропромисловому комплексі найширше застосування мають короткозамкнуті асинхронні двигуни, в обмотках ротора яких вихрові магнетні поля виконують безпосередні робочі функції. Це явище отримало назву електричного скін-ефекту, або поверхневого ефекту [1; 2], у результаті якого густина струму в поперечному перерізі провідника розподіляється нерівномірно. За таких умов поняття омичного опору провідника втрачає фізичний зміст і виникає потреба звертатися до теорії електромагнетного поля.

Свого часу проблему врахування електричного скін-ефекту ми розв'язали в загальному вигляді. Але в даній роботі йдеться про значно вужче питання – електромагнетного процесу, збудженого гармонічною хвилею синусоїдального струму.

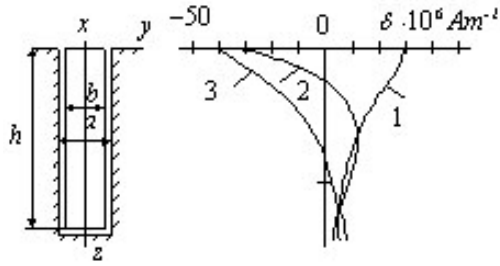
**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Уперше теорія електричного і магнетного скін-ефекту, побудована на строгій математичній основі диференціальних рівнянь квазістаціонарного електромагнетного поля, була розроблена нами [2; 7]. До того використовувалися лише неадекватні натурі заступні рекурентні кола, які заступали масивний провідник і були позбавлені критеріїв знаходження їхніх параметрів – резисторів та індуктивностей. Що стосується гармонічного (усталеного) скін-ефекту, то його аналітична теорія, одержана на підставі рівнянь квазістаціонарного електромагнетного поля, давно розроблена Емде [6; 8]. Він показав, що при заданій частоті струму зміна активного й внутрішнього індуктивного опорів провідника є функцією лише глибини паза. Ці результати, подані графічно через їхню складність, відомі як криві Емде. На жаль, ці криві досі широко використовують на практиці, навіть у недозволених випадках – аналізу

перехідних процесів, де про синусоїдальність струмів не може йтися!

**Постановка завдання.** Самостійний інтерес становить метод розрахунку поверхневого ефекту в прямокутному пазу у випадку гармонічної електромагнетної хвилі синусоїдального струму. Ми покажемо, що, користуючись запропонованим нами методом розрахунку поверхневого ефекту, виходячи із запропонованого методу обчислення напруженості електричного поля на поверхні провідника, можна одержати дуже простий аналітичний розв'язок, який виражається елементарною гіперболічною функцією комплексної змінної.

**Виклад основного матеріалу.** На практиці дуже часто виникає електромагнетний процес, коли всі величини, що характеризують його інтенсивність, залежать лише від однієї просторової координати. Задача аналізу такого процесу одержала назву одновимірної просторової. Рівняння електромагнетного поля в такому разі значно спрощуються, бо дві просторові похідні зникають, а це спрощує аналіз. Фізичний процес звести до одновимірної просторової задачі вдається, як правило, правильно вибравши систему координат, декартових, циліндричних тощо.

На рисунку зображено геометрію прямокутного глибокого паза короткозамкнutoї обмотки ротора асинхронного мотора, зробленого у феромагнетному матеріалі. Електромагнетний процес у пазу генерує заструмлений електричний провідник. Систему ортогональних декартових координат з центром на поверхні провідника вибрано так, що вісь  $x$  скеровано вздовж провідника, вісь  $y$  – поперек паза, а вісь  $z$  – углиб паза.



**Рис.** Переріз глибокого прямокутного паза і розрахункові криві густини струму при вмиканні електричного контуру ( $r = 0,2 \cdot 10^{-5}$  Ом;  $L = 0,445 \cdot 10^{-6}$  Г;  $a = b = 0,003$  м;  $h = 0,036$  м;  $l = 0,125$  м на джерело ЕРС  $e = 0,4(1 - \exp(-100t)) \sin 314t$  у моменти часу: 1 – 0,010 с; 2 – 0,015 с; 3 – 0,020 с;  $a$  – ширина паза,  $b$ ,  $h$ ,  $l$  – ширина, висота й довжина провідника)

**Fig.** The section of the deep rectangular groove and the gap-curve of the current density at the switching of the electric circuit ( $r = 0,2 \cdot 10^{-5}$  Ohm;  $L = 0,445 \cdot 10^{-6}$  H;  $a = b = 0,003$  m;  $h = 0,036$  m;  $l = 0,125$  m on the source of the EMF  $e = 0,4(1 - \exp(-100t)) \sin 314t$  at the time: 1 – 0,010 s; 2 – 0,015 s; 3 – 0,020 s;  $a$  – width of the groove,  $b$ ,  $h$ ,  $l$  – width, height and length of the conductor)

Паз вважаємо безмежно довгим і достатньо вузьким. За таких геометричних розмірів електромагнетний процес у будь-якому перерізі паза, перпендикулярному до осі  $x$ , буде однаковим. Такі поля одержали назву плоскопаралельних. Оскільки паз є достатньо вузький, то вважатимемо, що електромагнетний процес незалежний також і від  $y$ -ї координати.

Задля спрощення вважатимемо, що кусково-однорідні середовища лінійні, тобто характеристики всіх задіяних середовищ лінеаризуються:

$$D = eE; \quad H = uB; \quad d = gE, \quad (1)$$

де  $D, E$  – модулі векторів електричного поля;  $B, H$  – модулі векторів магнетного поля;  $d$  – модуль вектора густини струму;  $e, u, g$  – діелектрична проникність, релуктивність і питома електропровідність.

Оскільки струм протікає лише за віссю  $x$ , то вектори електричного поля мають лише  $x$ -і компоненти:

$$d = x_0 d, \quad E = x_0 E, \quad D = x_0 D. \quad (2)$$

Якщо взяти до уваги реальні значення релуктивностей повітря  $n_0$  і феромагнетика  $n_{Fe}$ : ( $n_0 \gg n_{Fe}$ ), то доходимо висновку, що лінії магнетного поля в повітрі будуть майже перпенди-

кулярні до межі. У випадку ідеального феромагнетика ( $n = 0$ ) вони будуть цілком перпендикулярними. За таких умов матимемо

$$H = y_0 H; \quad B = y_0 B. \quad (3)$$

Зіставляючи вирази (2) і (3), бачимо, що вектори електричного і магнетного полів утворюють між собою просторовий кут  $90^\circ$ . В одновимірних просторових задачах у декартових координатах така орієнтація електричного і магнетного полів є характерною. Відповідний електромагнетний процес називають плоскою хвилею. Поширюється ця хвиля, згідно з вектором Пойтінга  $E \times H$  за третьою координатою  $z$ , углуб паза.

Аналіз проводимо за рівняннями Максвелла

$$\nabla \times H = gE + \frac{\partial D}{\partial t}; \quad \nabla \times E = -\frac{\partial B}{\partial t}, \quad (4)$$

які у квазістационарному наближенні ( $e = 0$ ) за умов (2), (3) набувають відповідно вигляду

$$-\frac{\partial H}{\partial z} = \frac{b}{a} gE; \quad -\frac{\partial E}{\partial z} = \frac{1}{n_0} \frac{\partial H}{\partial t}. \quad (5)$$

Виключивши з (5)  $E$ , одержимо розрахункове рівняння у вигляді

$$\frac{\partial H}{\partial t} = \frac{a n_0}{b g} \frac{\partial^2 H}{\partial z^2}, \quad 0 \leq z \leq h, \quad 0 \leq t \leq \infty. \quad (6)$$

Початкові умови вважатимемо заданими, а крайові знайдемо на підставі закону Ампера

$$\oint H dl = i, \quad (7)$$

де  $i$  – струм провідника паза.

Нехтуючи магнетною напругою у феромагнетнику, згідно з (7), одержуємо

$$H(0) = i/a; \quad H(h) = 0. \quad (8)$$

Якщо в пазу міститься декілька провідників, то крайові умови для  $m$ -го з них, починаючи з дна паза, згідно зі (7) будуть [8]:

$$H(0) = \sum_{k=1}^m i_k / a; \quad H(h_m) = \sum_{k=1}^{m-1} i_k / a, \quad (9)$$

де  $h_m$  – висота  $m$ -го провідника. При  $m = 1$  (8) і (9) збігаються.

Виберемо замкнутий контур у площині  $xOz$  таким чином, щоб він проходив по поверхні провідника вздовж його пазової частини  $l$ , по торці цієї частини, потім у зворотному напрямку на деякій фіксованій глибині  $x$  та знову по торці. Для цього контуру запишемо закон Фарадея

$$\oint E dl = -\frac{\partial \Phi}{\partial t}, \quad (10)$$

у результаті чого матимемо

$$E(0)l = E(x)l + \frac{\partial \Phi}{\partial t}(x). \quad (11)$$

Тут  $\Phi$  – внутрішній магнетний потік провідника, охоплений вибраним контуром інтегрування.

Ліва і права частини виразу (11) виражають напругу  $u$  пазової частини провідника. Зрозуміло, що значно простіше обчислити цю напругу за лівою частиною, аніж за правою. Тому запишемо остаточно [3–5; 9–20]:

$$u = E(0)l. \quad (12)$$

Потрібну напруженість електричного поля знайдемо згідно з другим виразом (5):

$$E = -\frac{1}{g} \frac{a}{b} \frac{\partial H}{\partial z}. \quad (13)$$

Вирази (6), (8), (12), (13) при заданих початкових умовах  $H(z,0)$  утворюють крайову задачу аналізу перехідного скін-ефекту в глибокому прямокутному пази електричної машини [4; 5]. Розв'язується вона числовими методами дискретної математики.

У [9] показано, що вираз (12), виходячи з електромагнетних аналогій  $u \rightarrow V, E \rightarrow H$ , де  $V$  – магнетна напруга, інтегрально описує магнетний скін-ефект

$$u = H(0)l. \quad (14)$$

Але оскільки в нашому дослідженні йдеться про усталений гармонічний процес, то розв'язок (6), (8), (12), (13) можна порівняно просто отримати аналітично в комплексному просторі, з наступним переходом у часовий простір за відомим виразом

$$x = \sqrt{2} \operatorname{Im}(\mathcal{X} e^{j\omega t}). \quad (15)$$

У випадку гармонічного збудження задіяний у (8) струм має вигляд

$$i = I_m \sin(\omega t + \gamma) \rightarrow \mathcal{I} = I e^{j\gamma}, \quad (16)$$

де  $j = \sqrt{-1}$ ;  $\omega$  – циклічна частота.

Алгебраїзуючи (6) у комплексному просторі, одержимо

$$\frac{d^2 \mathcal{H}}{dz^2} - j \frac{b}{a} \omega m g \mathcal{H} = 0; \quad \mathcal{E} = -\frac{1}{g} \frac{a}{b} \frac{\partial \mathcal{H}}{\partial z}, \quad (17)$$

причому  $m = 1/u$  – магнетна проникність.

Граничні умови записуємо на підставі (8), (16)

$$\mathcal{H}(0) = \mathcal{I} a; \quad \mathcal{H}(h) = 0. \quad (18)$$

Повний інтеграл першого рівняння (17) буде

$$\mathcal{H} = A e^{-\mathcal{B}z} + B e^{\mathcal{B}z}, \quad (19)$$

де  $\mathcal{B}$  – модуль коренів характеристичного рівняння

$$\mathcal{B} = (1 + j) \sqrt{\frac{1}{2} \frac{b}{a} \omega m g}. \quad (20)$$

Сталі інтегрування у (19) знаходимо в результаті сумісного розв'язання (18), (19) за умов  $z=0, z=h$

$$A = \frac{\mathcal{I} e^{bh}}{a(e^{bh} - e^{-bh})}; \quad B = \frac{\mathcal{I} e^{-bh}}{a(e^{bh} - e^{-bh})}. \quad (21)$$

Підставляючи (21) у (19), знаходимо комплексне відображення вектора напруженості магнетного поля

$$\mathcal{H} = \frac{\mathcal{I}}{a \operatorname{sh} \mathcal{B}h} \operatorname{sh}(\mathcal{B}(h-z)). \quad (22)$$

Комплексне відображення вектора напруженості електричного поля знайдемо за похідною (17)

$$\mathcal{E} = -\frac{\mathcal{I} \mathcal{B}}{a \operatorname{sh} \mathcal{B}h} \operatorname{ch}(\mathcal{B}(h-z)). \quad (23)$$

Напругу на пазовій частині провідника знаходимо згідно з (12), (23) за умови  $z=0$ :

$$\mathcal{U} = z \mathcal{E}, \quad (24)$$

де

$$z = R_0 \mathcal{B} h \operatorname{cth} \mathcal{B}h; \quad R_0 = l/(g b h), \quad (25)$$

причому  $R_0$  – омичний опір пазової частини провідника постійному струмові.

Вираз (24) – комплексне рівняння резистора на випадок наявності електричного скін-ефекту. Імпеданс  $z$  складається не тільки з омичного опору провідника, а й з індуктивного, зумовленого внутрішнім магнетним потоком (11).

Якщо комплексний опір (24) розкласти на дійсну й уявну частини, то можна прийти до результату, одержаного Емде. Але він буде настільки складний і настільки складними будуть перетворення, що нам теж доведеться вдатися до графічних побудов, аби зробити його доступним користувачеві. А це й будуть знамениті криві Емде.

У практичних розрахунках, виходячи з реальних параметрів стану, формулу (23) можна спростити:

$$z = R_0 \mathcal{B} h. \quad (26)$$

Точність виразу (26) зростає зі збільшенням циклічної частоти процесу.

**Висновки.** 1. Запропонований метод аналізу електричного скін-ефекту на підставі диференціальних рівнянь квазістаціонарного електромагнетного поля є універсальним і придатним до аналізу перехідних і усталених процесів. Але він орієнтований лише на числові методи дискретної математики.

2. Одержане нами правило про те, що явище електричного скін-ефекту інтегрально описується

станом вектора напруженості електричного поля на поверхні провідника, дало змогу достатньо просто представити гармонічний електричний скін-ефект у глибокому феромагнетному пазу в аналітичному вигляді через гіперболічну функцію.

3. Запропонований метод аналізу призначений суттєво спростити практичний аналіз усталених гармонічних процесів за наявності електричного скін-ефекту.

### Бібліографічний список

1. Дачев А. Исследование на поверхности эффект в проводниці и отворени феромагнетни канали с помощта на заместаша схеми и електронни цифрови изчисл. Машины (ЕЦИМ). *Техн. мисли*. 1971. 8, № 6. С. 78–83.
2. Чабан В. Алгоритм расчета скин-эффекта в пазах электрических машин. *Электронное моделирование*. 1990. № 3. С. 103–105.
3. Чабан В. Електромагнетні процеси. Львів: Простір М, 2017. 412 с.
4. Чабан В. Методи нелінійної електротехніки. Львів: Світ, 1990. 168 с.
5. Чабан В., Чабан А., Бондар О. Комутаційний режим струмопроводу. *Технічні вісті*. 2000. № 1 (10)/2 (11). С. 69–71.
6. Шимони К. Теоретическая электротехника: пер. с нем. Москва: Мир, 1964. 774 с.
7. Czaban A., Czaban W., Rusek A., Lis M. Model matematyczny silnika synchronicznego z magnesami trwałymi typu PMSM z wykorzystaniem metod wariacyjnych. *Maszyny Elektryczne, Zeszyty Problemowe*. 2013. Nr. 1 (98). S. 177–182.
8. Emde F. Einseitige Stromferdrangung in ankernuten. *E. u. M.* 1908. Bd. 20, H. 33. S. 703–718; H. 34. S. 726–731.
9. Klingshirn E. A., Jordan H. E. Simulation of polyphase induction mashines with deep rotor bare. *IEEE Trans Power App. And Syst.* 1970. PAS 80, N 6. P. 58–67.
10. Mocanu C. I. Nichtstationare Stromverdrangung in einer maschinennut von rechtekigen Querschnitt. *A. f. E.* 1973. Bd. 55, H. 3. P. 164–170.
11. Padarew N., Jetschew D. Die Beistimmung der dynamischen Kennlinien von Asynchronmotoren unter Berücksichtigung der Sattigung und der Stromverdrangung mit Digitalrechnern. *Electric*. 1971. N 9. S. 132–141.
12. Probst R. Übergangsverdrangung von Asynchronmotoren mit Nutzumschaltung unter Berücksichtigung der Stromverdrangung in den Lapferstaben. *ETZ-A*. 1973. H-9. Bd. 94. S. 88–96.
13. Reichert K. Die numerische Berechnung Nutzst Steigung und der Wirbelströme in Nutenleitern electrischer Maschinen. *A. f. E.* 1969. Bd. 53. H-2. S. 131–139.
14. Stepina J. Querströme in Kefiglaufer. *E. u. M.* 1975. Vol. 92, N 1. P. 8–14.
15. Tchaban V. New principle of building of mathematical models of electric devices. International conference on modelling and simulation MS'2001.: Proceedings, Lviv, May 23–26, 2001. Lviv, 2001. P. 17–18.
16. Tchaban V. Parametric sensitivity of three-phase induction motor. *Technical News*. 2014. 1(39), 2(40). P. 26–29.
17. Tchaban V., Kostiuchko S., Kwater T. Mathematical modeling of nonsymmetrical transient and steady-state processes of induction motors. *Computing in Science and Technology: monograph. Rzeszow: Agencja Rekl.-Wydawn. A. Grzegorzcyk*, 2012. P. 129–146.
18. Tchaban V., Labyak N. Mathematical modelling of transient processes of induction motors with massive rotor. *Modelling, Measurement and Control*. 1993. Vol. 51, No. 4. S. 37–41.
19. Tchaban V., Peleshko D. The mathematical model of inverter. *Przegląd elektrotechniczny*. 2012. Nr. 6. R. 88. S. 251–253.
20. Tchaban V., Bobytsky Y., Ivinski D. Mathematical model of elementary DC photomotor. *Proceedings of 2-nd International conference on intelligent knowledge systems (IKS-2005)*, July 06–08, 2005. TR-Kütahya, Turkey, 2005. P. 65–67.

**Чабан В., Герман А.**

### АНАЛІЗ УСТАЛЕНОГО ГАРМОНІЧНОГО ЕЛЕКТРИЧНОГО СКІН-ЕФЕКТУ В ОБХІД КРИВИХ ЕМДЕ

У статті розглянуто наукову проблему врахування електричного скін-ефекту в пазах обмотки ротора короткозамкнених асинхронних двигунів як основних виконавчих пристроїв в енергетичних системах агропромислового комплексу. Оскільки в таких двигунах явище електричного скін-ефекту виконує безпосередні робочі функції, то воно повинно бути враховане у відповідних математичних моделях з високою точністю. Всебічний аналіз показав, що це можна зробити лише на підставі теорії квазістаціонарного електромагнетного поля, бо поняття теорії електричних кіл, такі як резистор та індуктивність, втрачають фізичний зміст. У роботі подано загальне розв'язання проблеми, а заодно завужене до випадку, коли фізичний процес збуджується гармонічною електромагнетною хвилею – заструмленого провідника синусоїдальним струмом.

В останньому випадку Ф. Емде зумів розв'язати задачу аналітично, виходячи з енергії електромагнетного поля. Але розв'язок при цьому має настільки складний вигляд, що його запропонувати стало можливим лише в графічному вигляді. У той час як наш, одержаний за значенням вектора напруженості електричного поля на поверхні провідника, виражається простою гіперболічною функцією. А це спрощує аналіз до найпростішого.

**Ключові слова:** короткозамкнутий асинхронний двигун, електричний скін-ефект, перехідний і усталений процеси, глибокий прямокутний паз, аналітичний розв'язок.

Tchaban V., Herman A.

**ANALYSIS OF STEADY-STATE HARMONIC ELECTRIC SKIN-EFFECT  
IN THE BYPASS OF THE CURVES OF EMDE**

Execution deep bar cage induction motors play an important role in the national economy, both in industry and in the agro-industrial complex. The intense electric skin effect that occurs in such slots performs direct work functions. Therefore, the reproduction of the corresponding electromagnetic phenomenon in the process of mathematical modeling should be performed with a sufficient accuracy for practice. Since in this case the current is distributed unevenly across the conductor, then such a concept of the theory of electric tracks as the ohmic resistance of the conductor loses its physical meaning. Appropriate solutions can be obtained only on the basis of the theory of a quasistationary electromagnetic field. On this basis, we solved the problem in its general form. The resulting solutions are suitable for analysis of both transient and steady-state processes. Obtained with this boundary-value problem is suitable for analysis as of transient skin effect in the general case, and in the case of a deep rectangular slot of an electric machine is solved by numerical methods.

As is shown by F. Emde, there is an analytical solution in the jumble of a jumbled sinusoidal current of a rectangular deep slot that lies in ferromagnetics. He proceeded from the power of the electromagnetic field. But the solution thus has the complex appearance that it was possible to offer it to the user only in a graphical form known as the «curves of Emde». At that time, the solution we have proposed, obtained by the value of the electric field strength vector on the surface of the conductor, is expressed by a simple hyperbolic function of a complex variable.

If the complex resistance of the conductor obtained by us, which includes both the ohmic and internal inductive supports, is decomposed into real and imaginary parts, then we can come to the result obtained by Emde.

**Key words:** short-circuit asynchronous motor, electric skin effect, transient and steady-state processes, deep rectangular slot, analytical solution.

*Стаття надійшла 22.11.2018*

УДК 621.793.7

**ПІДВИЩЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ АЛЮМІНІЄВОГО СПЛАВУ Д16  
РІЗНИМИ МЕТОДАМИ ПОВЕРХНЕВОГО ЗМІЦНЕННЯ**

**Олег Калахан<sup>1</sup>, д. т. н., Христина Задорожна<sup>2</sup>,  
Михайло Студент<sup>2</sup>, д. т. н., Галина Веселівська<sup>2</sup>, к. т. н.**

*<sup>1</sup>Львівський національний аграрний університет,*

*вул. Володимира Великого, 1, м. Дубляни, Жовківський р-н, Львівська обл., Україна*

*e-mail: oleg.kalakhan@gmail.com*

*<sup>2</sup>Фізико-механічний інститут ім. Г. Карпенка НАН України,*

*вул. Наукова, 5, м. Львів, Україна,*

*e-mail: student@ipm.lviv.ua*

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2018.01.153>

**Постановка проблеми.** Важливе значення для науково-технічного прогресу має нанесення захисних покриттів газотермічним напиленням. При експлуатації машин і механізмів їх деталі здебільшого працюють у жорстких умовах контактування з високотемпературними газами, різноманітними агресивними середовищами та абразивними речовинами, викликаючи інтенсивну корозію та знос поверхні. Внаслідок підвищення швидкодії машин і механізмів, збільшення їх габаритів і продуктивності, умови роботи поверхні деталей стають жорсткішими. Це викликає необхідність вжиття спеціальних заходів щодо забезпечення радикального підвищення зносостійкості та інших важливих характеристик поверхні матеріалів. Успішне розв'язання цієї задачі можливе зі застосуванням плазмоелектролітного оксидування, поверхневої обробки алюмінію та його сплавів газотермічними методами.

Останнє десятиріччя характеризується інтенсивним впровадженням у виробничу практику розвинутих промислових країн нових газотермічних процесів нанесення покриттів – високошвидкісного (надзвукового) газополуменового напилювання (*HVOF*) та вакуумного напилювання в динамічному вакуумі.

Одночасно відзначається необхідність розроблення та інтенсивного впровадження у виробництво нових процесів, пов'язаних з обробкою металів висококонцентрованими джерелами енергії, зокрема лазерним поверхневим модифікуванням твердими частинками карбїду кремнію

безпосереднім вдуванням твердих частинок у зону матеріалу, розплавлену лазерним променем, для отримання композитного шару з більшою твердістю і зносостійкістю порівняно з базовим матеріалом.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.**

Для розв'язання проблеми зносу деталей з алюмінієвих сплавів як зарубіжні, так і вітчизняні науковці рекомендують наносити на їх поверхню покриття, що мають високу зносостійкість, низьку адгезійну та хімічну активність, враховуючи при цьому їх фазовий склад і пористість. Такий комплекс властивостей здатний знизити інтенсивність захоплення, зменшити швидкість нагромадження втомних ушкоджень у поверхневих шарах металу, а також запобігти руйнуванню [2; 4; 5; 13; 15; 19].

Іншими способами, які використовують для одержання зносостійких шарів на поверхні виробів, є плазмоелектролітне оксидування [1; 3; 8; 10–12; 16; 17; 22] та лазерне її модифікування [9; 14; 18; 20; 23; 24].

У роботі представлено результати оцінювання мікроструктури та зносостійкості покриттів, одержаних різними методами поверхневого зміцнення.

**Постановка завдання.** Для оцінки зносостійкості поверхнево зміцненого різними методами сплаву Д16 необхідно визначити структурно-фазовий стан покриттів на сплаві та його поверх-



невих шарів, з'ясувати особливості їх руйнування та значення зносу за умов абразивного зношування.

**Виклад основного матеріалу.** Для досліджень використовували зразки-диски  $\varnothing 50$  мм, товщиною 10 мм з алюмінієвого сплаву Д16 (3,8...4,5 % Cu; 1,2...1,8 % Mg; 0,5 % Fe; 0,4...0,8 % Mn; решта Al) після різних поверхневозміцнювальних обробок:

- надзвукове газополуменеве напилення з використанням порошкових електродних дрітків;

- лазерне оплавлення поверхневих шарів сплаву з введенням у них дисперсних порошоків SiC;

- плазмоелектролітне оксидування.

Надзвуковим газополуменевим методом (*HVOF – High Velocity Oxygen Fuel Flame Spraying process*) покриття напиляли з відстані до підкладки 300 мм використовуючи установки для високошвидкісного напилення покриттів *Diamond Jet Hybrid gun* (пропан – кисень) та *JP5000 gun* (газ – кисень) [4; 5; 15; 21]. Тиск у камері згоряння становив до 1,0 МПа, швидкість частинок порошку фракцією 20...45 мкм – до 650 м/с. Витрата порошку – 10 кг/год. Попередня обробка – дробоструминна обробка + очистка в ультразвуковій ванні (етиловий спирт).

Порошки для напилення виготовляли з використанням планетарного млина методом механічного легування. Вихідними компонентами для цього були порошки карбіду ванадію VC, ферохрому FeCr та сплаву кобальту з нікелем CoNi.

Для порівняння використали метод плазмового напилення покриттів у динамічному вакуумі (ПНПДВ), як такий, що забезпечує найвищу якість покриттів [21].

Для лазерного поверхневого армування сплаву Д16 застосовували порошок SiC дисперсністю 80 мкм, твердістю 2600 HV і температурою плавлення 2760°C. Порошок вдували струменем аргону в поверхневий шар зразків, оплавлених лазером (*Nd:YAG Lazer Rofin Sinar DY 044/022*), зі швидкістю 25 мм/с. Поверхню зразків обробляли численними переміщеннями лазерного променя при потужності 5 кВт, відстані від поверхні зразка до фокуса лазерного променя 50 мм, ширині стежки лазерної дії 1,5...2 мм, швидкості переміщення зразка відносно лазерного променя 1...1,5 м/хв і коефіцієнті перекриття стежок 50 %. Попередньо зразок підігрівали до температури 170 °C.

Плазмоелектролітно оксидовані (ПЕО) шари формували на установці ІМПЕЛОМ в електролітній плазмі в електроліті складу 3 г/л КОН + 2 г/л  $n\text{Na}_2\text{O} \cdot m\text{SiO}_2$ , решта дистильована вода [3; 17]. Густина струму 10 А/дм<sup>2</sup>, співвідношення між  $I_c/I_a = 1$ , тривалість синтезу покриттів 60 хв. Зразки перед синтезом оксидокерамічних шарів шліфували до появи металічного блиску, промивали їх у дистильованій воді та знежирювали етиловим спиртом, а після завершення синтезу – промивали дистильованою водою та висушували.

Абразивне зношування за тертя нежорстко закріпленими абразивними частинками виконували згідно з ГОСТ 23.208-79 [6]. Кварцовий пісок просували (його вологість не перевищувала 0,16 %), а гумовий диск заправляли шліфувальною шкіркою типу 2 (ГОСТ 6456-75) зернистістю № 8П (ГОСТ 3647-71), закріпленою на зразку-тримачі у вигляді плоскої сталеві пластини. У зону контакту гумового круга та зразка за допомогою дозувального пристрою постійно подавали абразив. Режим тертя: навантаження  $P = 2,4$  Н, швидкість обертання диска – 25 м/хв, абразив – фракціонований та просушений кварцовий пісок із розміром частинок 200...1000 мкм. Тривалість випробування 30 хв. Діаметр гумового диска – 48...50 мм, його товщина –  $15 \pm 0,1$  мм.

Абразивне зношування за тертя жорстко закріпленими абразивними частинками здійснювали абразивним диском з електрокорунду середньом'якої твердості СМ-2 на керамічній зв'язці 7К15 діаметром 150 мм та товщиною 8 мм. Зернистість електрокорунду – 250...315 мкм (25А, 25Н), лінійна швидкість тертя – 100 м/хв, шлях – 835 м, навантаження у зоні лінійного контакту – 1,5 кг. Тривалість випробування 30 хв.

Знос оцінювали за втратою маси зразків із точністю до  $2 \cdot 10^{-4}$  г на електронній аналітичній вазі марки *KERN ABJ 220 4M*.

Зносостійкість одержаних покриттів порівнювали з еталонами зносостійкості – сталлю ШХ-15 з твердістю 740 HV, наплавленим з дроту серійного виробництва ТОВ «ТМ ВЕЛТЕК» ПД 80X20P3Т (0,8 мас. % С; 20,0 мас. % Cr; 1,0 мас. % Ti; 3,0 мас. % В; Fe – решта) покриттям твердістю 900 HV та покриттям твердістю 800 HV, одержаним електродуговою металізацією з порошкового дроту ПД 70X18P3.

Структуру й хімічний склад покриттів, аналіз поверхонь тертя зразків після випробувань досліджували на електронному мікроскопі *EVO-40 XVP (Carl Zeiss)* зі системою мікроаналізу *EVO-*

40XVP. Мікротвердість визначали на твердомірі ПМТ-3.

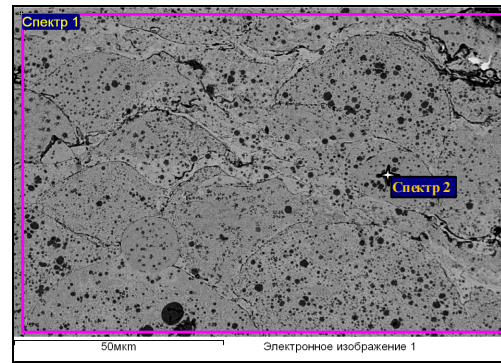
Структури покриттів та їх склад, отримані методами *Diamond Jet Hybrid gun* та *JP5000 gun*, практично не відрізняються між собою (рис. 1 а, б; табл. 1) та мають ламелярну будову, де ламелі – це закристизовані слабдеформовані краплини порошкової суміші. Це свідчить, що краплини, які розділені між собою ледь помітними прошарками оксидів, у момент удару об напилювану поверхню були в розплавленому стані лише з поверхні. Проте здебільшого між краплинами відбулося сплавлення без оксидних прошарків.

У матричній фазі покриттів на основі ферохрому виявлено розсіяні виділення карбідів ванадію круглої форми (чорні включення) розміром від 1 до 5 мкм. Поруватість покриття не перевищує 2%. Додавання порошку CoNi до складу порошкової суміші призводить до укрупнення карбідів ванадію у покритті та набуття ними переважно неправильної форми (див. рис. 1 в, з). Крім цього, у структурі покриття зустрічаються ламелі сплаву CoNi (ламелі світлого кольору). Поруватість дещо зменшується і становить 1...1,5%.

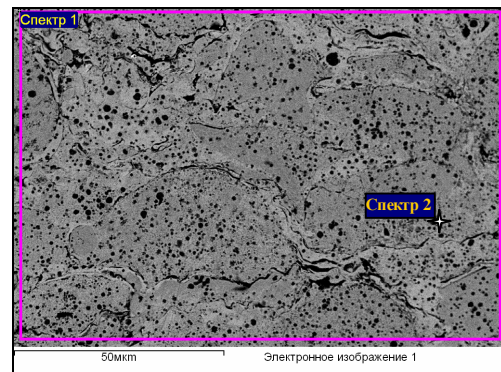
Покриття, отримані методом плазмового напилення у динамічному вакуумі, також мають ламелярну будову. Однак, на відміну від *HVOF* покриттів, більшість краплин практично сплавлені між собою, а ламелі сильно zdeформовані, що свідчить про те, що краплини в момент удару об напилювану поверхню були повністю в розплавленому стані. Карбіди ванадію надзвичайно малі – менше 500 нм (див. рис. 1, д). Поруватість такого покриття не перевищує 0,5%.

Мікротвердість SiC значно перевищує мікротвердість основи, але карбідні зерна мають схильність до крихкого руйнування, наприклад при втискуванні в них алмазної піраміди.

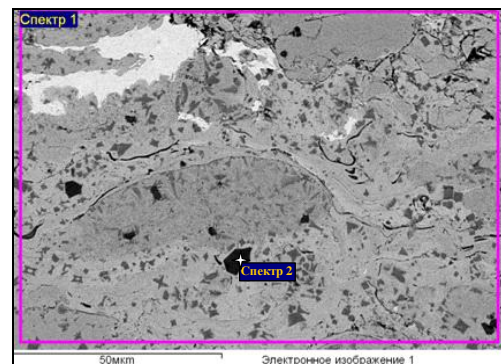
Лазерне модифікування поверхневого шару відбувається за допомогою його локального переплаву та вдунання у розплав часточок SiC (рис. 2). Внаслідок того, що розплав алюмінію має високу в'язкість, а розплавлена ванна існує 0,1...0,5 с, часточки SiC не проникають на всю глибину розплавленого алюмінію і тому виникають дві зони лазерного переплаву. Мікροструктура внизу переплавленої зони, де частинки SiC відсутні, складається з простих зерен сплаву розміром 50...100 мкм. Зерна містять у собі велику кількість колонного дендриту з довжиною близько 5 мкм.



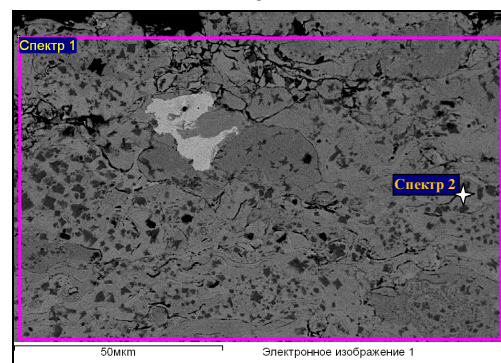
а



б

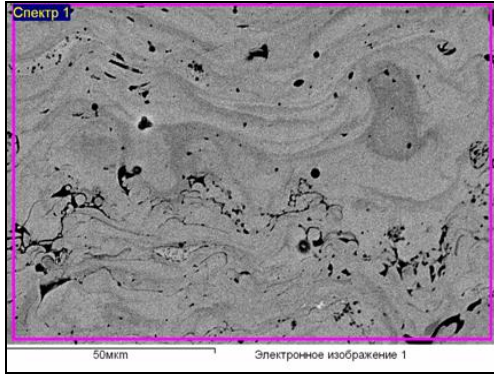


в



з

**Рис. 1.** Структура покриттів VC-FeCr (а, б) та VC-FeCrCo (в, з), отриманих методом *HVOF* (а – з) та ПНПДВ (д): а, в – *DJH*; б, з – *JP5000*  
**Fig. 1.** The structure of coatings VC-FeCr (а, б) and VC-FeCrCo (в, з), obtained by *HVOF* (а – з) and *PDV* (е): а, в – *DJH*; б, з – *JP5000*



д

**Рис. 1 (продовження).** Структура покриттів VC-FeCr (*a, б*) та VC-FeCrCo (*в, з*), отриманих методом HVOF (*a – з*) та ПНПДВ (*д*): *a, в – DJH; б, з – JP5000*

**Fig. 1 (continuation).** The structure of coatings VC-FeCr (*a, б*) and VC-FeCrCo (*в, з*), obtained by HVOF (*a – з*) and PDV (*д*): *a, в – DJH; б, з – JP5000*

**Таблиця 1.** Спектральний аналіз покриттів, одержаних методами HVOF та ПНПДВ

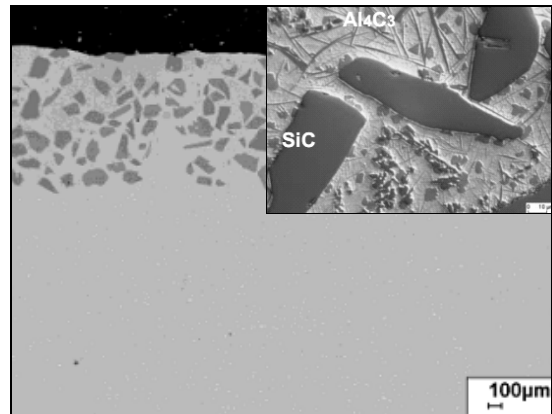
**Table 1.** Spectral analysis of coatings obtained by methods HVOF and PDV

Елемент	Рис. 2, <i>a</i>		Рис. 2, <i>б</i>		Рис. 2, <i>в</i>		Рис. 2, <i>з</i>		Рис. 2, <i>д</i>
	Спектр 1	Спектр 2	Спектр 1	Спектр 2	Спектр 1	Спектр 2	Спектр 1	Спектр 2	Спектр 1
мас. %									
<b>C</b>	4,44	12,49	5,60	17,06	3,04	3,22	2,70	2,59	4,47
<b>O</b>	—	—	—	—	—	—	3,81	—	3,54
<b>V</b>	17,58	76,34	17,68	72,23	18,44	40,29	18,82	39,25	18,17
<b>Si</b>	0,35	—	0,82	—	1,78	—	1,74	—	0,79
<b>W</b>	1,70	2,07	1,17	2,12	-	-	-	-	-
<b>Cr</b>	13,09	6,19	12,90	5,16	25,04	34,70	24,84	35,40	12,17
<b>Fe</b>	62,84	2,91	61,83	3,43	38,11	18,92	37,29	19,37	60,85
<b>Co</b>	-	-	-	-	8,46	2,88	8,27	3,39	-
<b>Ni</b>	-	-	-	-	5,12	-	2,53	-	-
□	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00

Поздовжні осі дендриту орієнтовані в радіальному напрямі з невеликою кількістю Si та Fe як домішок у міждендритній зоні. Частинки SiC можуть частково розчинятися в процесі існування розплаву та утворювати пластинки  $Al_4C_3$  в матриці переплавленої зони.

Оксидокерамічний шар, сформований на сплаві Д16, має рівну лінію розділу між оксидним шаром та сплавом (рис. 3). У ньому, особливо по

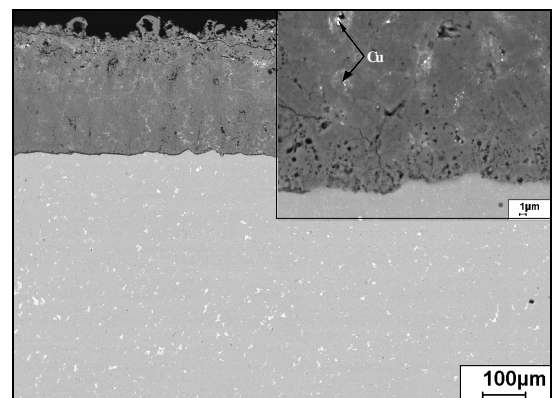
границях зерен, зустрічаються виділення зі збільшеним умістом міді. Верхній пористий шар займає 20 % його товщини, а нижній – практично безпористий, проте в його структурі спостерігаються поодинокі мікротріщини. На границі між ПЕО шаром та основою формується мікропористий шар товщиною в декілька мікрон. Мікротвердість ПЕО шару, сформованого на сплаві Д16, становить  $\sim 1800...2000 HV_{0,1}$ .



**Рис. 2.** Структура модифікованого часточками SiC поверхнього шару сплаву Д16

**Fig. 2.** Structure modified the particles of SiC of superficial layer of alloy of D16

Оцінивши структуру покриттів, одержаних після різних поверхневозмцнювальних обробок, дослідили також її вплив на зносостійкість за умов зношування жорстко та нежорстко закріпленого абразиву та порівняли зі зносостійкістю зразків із необробленого алюмінієвого сплаву Д16, сталі ШХ15 та наплавленого шару з порошкового дроту ПД 80Х20РЗТ [7; 12].

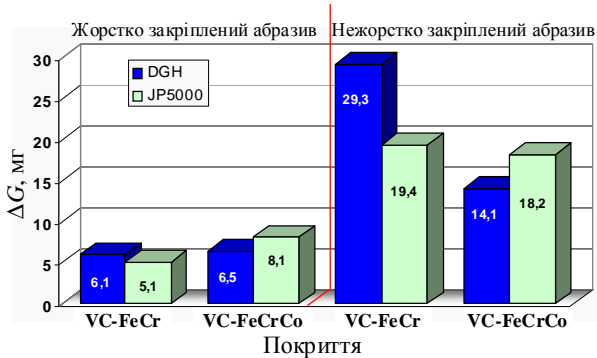


**Рис. 3.** Мікροструктура ПЕО шару, синтезованого на сплаві Д16

**Fig. 3.** Microstructure of PEO layer, synthesized on D16 alloy



За умов випробування жорстко закріпленим абразивом покриття, напилені методами *HVOF*, а також ПНПДВ ( $\Delta G = 7,1$  мг), мають вищу зносостійкість порівняно зі сталлю ШХ15 ( $\Delta G = 30$  мг). Дещо вищу зносостійкість мають покриття, отримані методом *DJH*, порівняно з JP5000. Додавання порошку CoNi до порошкової суміші знижує зносостійкість покриттів за таких умов випробування (рис. 4).



**Рис. 4.** Втрата маси зразків із покриттями, отриманими методами *Diamond Jet Hybrid gun* та *JP5000 gun*, під час їх абразивного зношування за різними схемами тертя

**Fig. 4.** Loss of mass sample with coatings, obtained by methods of *Diamond Jet Hybrid gun* and *JP5000 of gun*, during their abrasive wear on the different charts of friction

За умов випробування нежорстко закріпленим абразивом зносостійкість покриттів VC-FeCr та VC-FeCrCo у 3...5 разів вища, ніж в еталона зі сталі ШХ15 ( $\Delta G = 69,5$  мг) (див. рис. 4).

Додавання порошку CoNi до порошкової суміші збільшує розмір карбідів ванадію від 0,5 до 10 мкм, що підвищує зносостійкість покриттів на 50...100 % для систем напилання *DJH* та *JP5000*.

У процесі тертя лазерно армованої поверхні сплаву абразивним кругом налипання алюмінію та зношених частинок на його робочу частину практично відсутнє, лише коли між армованими доріжками оголюється ділянка без вкраплених частинок SiC, спостерігається невелике налипання матеріалу алюмінієвого сплаву.

При зношуванні оплавленої поверхні сплаву нежорстко закріпленим абразивом ефективність лазерного модифікування різко знижується внаслідок потрапляння в проміжок між гумовим кругом і металом абразиву, який переміщується не по вершинах твердих частинок (як це відбувається

при зношуванні абразивним кругом), а поміж ними та легко зрізає м'яку алюмінієву матрицю, оголюючи тверді зерна SiC, які після цього легко вириваються гумовим кругом.

Фазовий склад ПЕО шару, синтезованого на алюмінієвому сплаві Д16, є одним із визначальних чинників, який впливає на зносостійкість. Такий шар складається в основному з фаз  $\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$  (60...70 %) і  $\gamma\text{-Al}_2\text{O}_3$  та незначної домішки аморфного алюмінію.

Як видно з табл. 2, найвищу зносостійкість при терті закріпленим абразивом, відносно необробленого сплаву Д16 ( $\Delta G = 600$  мг), мають лазерно армований SiC шар, дещо нижчу – ПЕО шар.

**Таблиця 2.** Відносна абразивна зносостійкість поверхнево зміцненого сплаву Д16

**Table 2.** Relative abrasive wear resistance of the superficially fixed alloy of D16

Матеріал	Знос жорстко закріпленим абразивом	Знос нежорстко закріпленим абразивом
Основа Д16	1	1
<i>Еталони</i>		
Сталь ШХ15	20	3
Наплавлений шар 80X20P3T	86	7
<i>Зміцнювальні обробки</i>		
<i>HVOF</i>	100	11
ПНПДВ	85	23
Лазерне армування SiC	222	1,2
ПЕО	300	26

За зношування нежорстко закріпленим абразивом найефективнішою обробкою поверхні сплаву Д16 ( $\Delta G = 180$  мг) є плазмоелектролітне оксидування. Високоймовірно, що це пояснюється найбільшим вмістом у ПЕО шарі фази  $\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$ .

**Висновки.** Покриття на основі VC-FeCr, отримане методом *HVOF*, має високу абразивну зносостійкість незалежно від виду палива. Встановлено, що під час лазерного модифікування поверхні сплаву Д16 частинки SiC активно взаємодіють із розплавом алюмінію з утворенням карбідів  $\text{Al}_4\text{C}_3$ . Зносостійкість лазерно зміцненої поверхні, за умов жорстко закріпленого абразиву, у 222 рази вища, ніж незміцненої. За умови

зношування нежорстко закріпленим абразивом лазерне армування сплаву незначно змінює його зносостійкість. Із досліджених покриттів найбільшу зносостійкість мають плазмоелектролітні оксидні шари на сплаві Д16.

### Бібліографічний список

1. Вплив поруватості плазмо-електролітного покриття на корозійну тривкість сплаву Д16 / М. М. Студент та ін. *Фізико-хімічна механіка матеріалів*. 2018. 54, № 6. С. 6–11.
2. Електродугові відновні та захисні покриття / В. І. Похмурський та ін. Львів: Національна академія наук України, Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка, 2005. 192 с.
3. Клапків М. Д. Визначення фізико-хімічних параметрів процесу синтезу в електролітній плазмі оксидо-керамічних покриттів на алюмінієвих сплавах: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Львів, 1996. 19 с.
4. Похмурська Г. В., Студент М. М., Похмурський В. І. Газотермічні покриття: навч. посіб. Львів: Простір-М, 2017. 180 с.
5. Студент М. М., Похмурська Г. В., Задорожна Х. Р. Структура та зносотривкість покриттів VC–FeCr та VC–FeCrCo, отриманих надзвуковим газополуменевим напиленням. *Фізико-хімічна механіка матеріалів*. 2018. 54, № 1. С. 31–38.
6. Хрущов М. М., Бабичев М. А. Абразивное изнашивание. Москва: Наука, 1970. 272 с.
7. Arc-sprayed iron-based coatings for erosion-corrosion protection of boiler tubes at elevated temperatures / V. Pokhmurskyi et al. *Journal of Thermal Spray Technology*. 2013. Vol. 22, is. 5. P. 808–819.
8. Corrosion and wear behavior of alumina coatings obtained by various methods / T. Lampke et al. *Materials Science*. 2011. 46, No. 5. P. 591–598.
9. De Hosson J. T., Ocelik V., Oliveira U. Coatings with laser melt injection of ceramic particles. *Surface Engineering: In Materials Science II, TMS Annual Meeting*. 2003. P. 197–207.
10. Deposition of duplex Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> / Aluminum coatings on steel using a combined technique of arc spraying and plasma electrolytic oxidation / W. Gu et al. *Applied Surf. Sci.* 2006. 252, No. 8. P. 2927–2932.
11. Evaluation of the Mechanical Properties of Combined Metal-Oxide-Ceramic Layers on Aluminum Alloys / M. M. Student et al. *Materials Science*. 2014. 50, No. 2. P. 290–295.
12. Influence of Vibration in the Course of Surfacing of a Protective Layer on Its Microstructure and Impact-Abrasive Wear / H. V. Pokhmurs'ka, M. M. Student, O. S. Lanets', A. A. Voitovych. *Materials Science*. 2015. Vol. 51, No. 3. P. 412–417.
13. Interfacial indentation and shear tests to determine the adhesion of thermal spray coatings / G. Marot et al. *Surf. Coat. Technol.* 2006. 201. P. 2080–2085.
14. Niu Jitai, Zhang Deku, Ji Guojuan. Mechanism of laser beam welding for SiC(ind P)/6063Al composite. *Rare Metals*. 2002. Vol. 21, No. 2. P. 123–126.
15. Optimization and Characterization of High Velocity Oxy-fuel Sprayed Coatings: Techniques, Materials, and Applications / M. Oksa et al. *Coatings*. 2011. No. 1. P. 17–52.
16. Plasma electrolysis for surface engineering / A. L. Yerokhin et al. *Surface and Coatings Technology*. 1999. 122, No. 2–3. P. 73–93.
17. Plasma electrolytic oxidation of arc-sprayed aluminium coatings / V. Pokhmurski et al. *Proc. Int. Thermal Spray Conf.: Global Coating Solutions, Beijing, China, 2007*. Ohio, USA: ASM International, Materials Park, 2007. P. 1029–1034.
18. Sastikumar D., Jamal Mohamed Jaffar M., Jagdheesh R., Nath A. K. Formation of metal-ceramic layer on aluminium alloy (Al-12Si) by laser processing. *Surface Engineering: In Materials Science II, TMS Annual Meeting*, 2003. P. 209–218.
19. Shatskyi I. P., Ropyak L. Ya., Makovii-chuk M. V. Strength optimization of a two-layer coating for the particular local loading conditions. *Strength of Materials*. 2016. Vol. 48, No. 5. P. 28–35.
20. Student M. M., Pokhmurs'ka H. V., Zadorozhna Kh. R. Structure and Wear Resistance of VC–FeCr and VC–FeCrCo Coatings Obtained by Supersonic Flame Spraying. *Materials Science*. 2018. 54, No. 1. P. 22–29.
21. Structure and wear resistance of aluminium alloys coated with surface layer laser-modified by silicon carbide / M. Student et al. *Ukrainian Journal of mechanical engineering and materials science*. 2018. 4, No. 1. P. 49–57.
22. Tribological properties of combined metal-oxide-ceramic layers on light alloys / M. M. Student et al. *Materials Science*. 2012. Vol. 48, No. 2. P. 180–190.
23. Wear and corrosion properties of SiC reinforced surface layers in magnesium and aluminium alloys obtained by laser melt injection / H. Pokhmurska et al. *Materials of the Third International Conference on Laser Technologies in Welding and Materials Processing Crimea*. 2007. P. 190.
24. Zhang K., Chen G. N. Influence of SiC particulates on grain structure development of an aluminum 7075 alloy during laser rapid solidification. *Journal of Materials Science Letters*. 2000. Vol. 19, No. 9. P. 795–796.

Калахан О., Задорожна Х., Студент М., Веселівська Г.

### ПІДВИЩЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ АЛЮМІНІЄВОГО СПЛАВУ Д16 РІЗНИМИ МЕТОДАМИ ПОВЕРХНЕВОГО ЗМІЦНЕННЯ

Стаття присвячена оцінці впливу поверхневозміцнювальної обробки на структуру та зносостійкість алюмінієвого сплаву Д16. Поверхню зміцнювали такими методами: надзвуковим газополуменевим (HVOF) та плазмовим напилюванням покриттів VC-FeCr у динамічному вакуумі, лазерним оплавленням поверхневих шарів сплаву з уведенням у них дисперсних порошоків SiC та плазмоелектролітним окисуванням.

Надзвуковим газополуменевим методом (HVOF) покриття напиляли використовуючи установки для високошвидкісного напилювання покриттів *Diamond Jet Hybrid gun* та *JP5000 gun*. Швидкість частинок порошку, фракцією 20...45 мкм, становила 650 м/с. Для напилювання використовували порошки карбиду ванадію, ферохрому та сплаву кобальту з нікелем.

Для лазерного поверхневого армування сплаву Д16 застосовували порошок SiC дисперсністю 80 мкм, твердістю 2600 HV і температурою плавлення 2760°C. Порошок вдували струменем аргону в поверхневий шар зразків, оплавлених лазером (*Nd:YAG Lazer Rofin Sinar DY 044/022*), зі швидкістю 25 мм/с. Попередньо зразок підігрівали до температури 170°C.

Плазмоелектролітно окисовані (ПЕО) шари формували на установці ІМПЕЛОМ в електролітній плазмі в електроліті складу 3 г/л КОН + 2 г/л  $n\text{Na}_2\text{O} \cdot m\text{SiO}_2$ , решта дистильована вода. Густина струму 10 А/дм<sup>2</sup>, співвідношення між  $I_c/I_a = 1$ , тривалість синтезу покриттів 60 хв.

Зносостійкість поверхневих шарів оцінювали за умов тертя жорстко та нежорстко закріпленими абразивними частинками та порівнювали з еталонами зносостійкості – сталлю ШХ-15, наплавленим шаром ПД 80Х20РЗТ та покриттям, одержаним електродуговою металізацією з порошкового дроту ПД 70Х18РЗ.

Покриття на основі VC-FeCr виявляє високу абразивну зносостійкість незалежно від виду палива. Під час лазерного модифікування поверхні сплаву Д16 частинки SiC активно взаємодіють із розплавом алюмінію з утворенням карбідів Al<sub>4</sub>C<sub>3</sub>. Зносостійкість лазерно зміцненої поверхні, за умов жорстко закріпленого абразиву, у понад 220 разів вища, ніж незміцненої. За умови зношування нежорстко закріпленим абразивом лазерне армування сплаву незначно змінює його зносостійкість. Із досліджуваних покриттів найбільшу зносостійкість мають плазмоелектролітні окисні шари на сплаві Д16.

Встановлено, що зносостійкість напилених покриттів у 85–100 разів вища, ніж основи сплаву Д16, у 4-5 разів вища, ніж сталі ШХ15 та дещо вища, ніж наплавленого шару з ПД 80Х20РЗТ. Плазмоелектролітне окисування забезпечує найвищу зносостійкість поверхневого шару на сплаві Д16, незалежно від умов абразивного зношування.

**Ключові слова:** алюмінієвий сплав Д16, надзвукове газополуменеве напилення (HVOF), плазмове напилення у динамічному вакуумі, лазерне армування, плазмоелектролітне окисування, абразивна зносостійкість.

Kalahan O., Zadorozhna K., Student M., Veselivska H.

### IMPROVEMENT OF WEAR RESISTANCE OF ALUMINUM ALLOY D16 BY DIFFERENT METHODS OF SURFACE HARDENING

The paper is devoted to establishing the effect of surface-strengthening processing on the structure and wear resistance of D16 aluminium alloy. The surface was strengthened by the following methods: supersonic gas-flame (HVOF) and plasma spraying of coatings VC-FeCr in dynamic vacuum, laser melting of the surface layers of the alloy with the introduction of SiC disperse powders and plasma electrolytic oxidation.

The coatings was sprayed using the High Velocity Oxygen Fuel Flame Spraying process (HVOF) using the Diamond Jet Hybrid gun and JP5000 gun equipments for high-speed spraying o the coatings. The powder particle velocity, fraction 20...45 μm, was ~ 650 m/s. Vanadium carbide powder, ferrochrome and cobalt alloy with nickel were used for spraying.

For laser surface reinforcement of the D16 alloy, a SiC powder of 80 μm dispersion, a hardness of 2600 HV and a melting point of 2760°C was used. The powder was blown with a spray of argon to a surface layer of samples fused with a laser (Nd: YAG Lazer Rofin Sinar DY 044/022) at a speed of 25 mm/sec. The pre-sample was heated to 170°C.

Plasma electrolyte oxidized layers were formed at the installation of IMPELOM in electrolyte plasma of 3 g/l КОН + 2 g/l  $n\text{Na}_2\text{O} \cdot m\text{SiO}_2$ , the remaining distilled water. The current density is 10 A/dm<sup>2</sup>, the ratio between  $I_c/I_a = 1$ , the duration of coating synthesis is 60 min.

The wear resistance of the surface layers was evaluated under conditions of friction with rigid and non-rigidly fixed abrasive particles and compared with wear resistance standards – steel ІІХ-15, deposited with PW 80X20P3T layer and a coating obtained by electric arc metallization from powder wire PW 70X18P3.

The VC-FeCr-based coating has been found to have a high abrasion resistance, regardless of the type of fuel. During the laser modification of the D16 alloy surface, SiC particles actively interact with the aluminum melt to form  $Al_4C_3$  carbides. The wear resistance of the laser-reinforced surface, in the condition of a firmly abrasive, is 222 times higher than that of the unstretched. In case of wear with a non-rigid abrasive, the laser reinforcement of the alloy slightly changes its durability. The investigated coatings have the highest wear resistance with plasma-electrolyte oxide layers on the D16 alloy.

It is established that wear resistance of coatings sprayed is 85–100 times higher than D16 base, 4–5 times higher than ІІХ15 steel and some what higher than deposited layer from the PW 80Cr20P3Ti. Plasmoelectrolytic oxidation provides the highest wear resistance of the surface layer on D16 alloy, regardless of the conditions of abrasive wear.

**Key words:** aluminum alloy D16, HVOF, plasma spraying in dynamic vacuum, laser reinforcement, plasma electrolytic oxidation, abrasive wear resistance.

*Стаття надійшла 14.11.2018*



УДК 631.361.8

**МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПРОЦЕСУ ПЕРЕМІЩЕННЯ ПОДРІБНЕНИХ  
КОРЕНЕПЛОДІВ ШНЕКОВИМ ТРАНСПОРТЕРОМ-ПОДРІБНЮВАЧЕМ**

**Юрій Грицай, к. т. н.**

*Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя,  
бул. Руська, 56, м. Тернопіль, Україна,  
e-mail: yurahrytsay@yahoo.com.ua*

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2018.01.161>

**Постановка проблеми.** Згідно з концепцією переходу України до сталого розвитку, одним зі стратегічних заходів у промисловому секторі є збільшення продуктивності та зменшення енерговитрат процесу роботи шнекових транспортерів, що застосовуються на технологічних лініях переробки сировини агропромислового сектору для виробництва різнопланової народногосподарської продукції.

У загальній структурі витрат виробництва продукції тваринництва до 50...70 % припадає на заготівлю та приготування кормів [1]. Ці витрати можна істотно зменшити, якщо виробництво або переробку продукції на корм здійснювати не на спеціалізованих заводах, а у внутрішньогосподарських підприємствах, використовуючи власну сировину та мінімізуючи транспортні витрати.

У цьому разі забезпечується можливість оперативного контролю за ходом технологічного процесу приготування кормів та внесення необхідних коректив у роботу технологічного обладнання. Для ефективної роботи такого підприємства необхідне устаткування, яке повністю задовольняє вимоги ресурсозбереження за гарантованого забезпечення необхідної якості продукції [14].

Тваринницька галузь сільського господарства є основним споживачем кормів. Оскільки жоден вид кормів не містить достатньої кількості компонентів (поживних речовин, вітамінів, мікроелементів тощо), які необхідні тваринам, згодовування окремих видів кормів призводить до того, що тварини повільно розвиваються. Віддача від них знижується, зростають витрати на одиницю виробленої продукції, що призводить до зниження рентабельності виробництва продукції загалом [3].

При цьому якісні корми збільшують загальну поживність і забезпечують загальну потребу організму сільськогосподарських тварин

(свиней, великої рогатої худоби, коней тощо) корисними речовинами в необхідній кількості та в їх необхідних співвідношеннях, що дозволяє на 15...20 % підвищити загальну фізіологічну продуктивність тварин [10].

Важливим чинником, який визначає собівартість вироблених кормів, є показники використання технічних засобів попередньої підготовки та переробки компонентів аграрної продукції, які застосовуються в складі технологічних ліній (кормоцехів) самого аграрного підприємства.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Розробка високоефективних технологічних процесів одночасного подрібнення та переміщення як одиничних кускових, так і сипких продуктів аграрного виробництва вимагає інтегрованого наукового підходу до розв'язання технічної задачі підвищення технологічних показників роботи та розширення технологічних можливостей шнекових транспортерів-подрібнювачів [8; 19].

Поставлені завдання вирішуються на основі розробки методології та методики обґрунтування технологічного процесу та розрахунку технологічних показників і конструктивно-кінематичних параметрів та режимів роботи шнекових транспортерів.

Підвищення продуктивності шнекових механізмів і технологічних ліній будь-яких виробничих переробних комплексів загалом, у тому числі машин для переробки аграрної продукції, багато в чому залежить від пропускну здатності завантажувальних бункерів і безпосередньо шнекового транспортера, які функціонують не тільки як робочі органи для переміщення продукту, а й ті, які застосовуються у вигляді дозувальних пристроїв. При цьому вони комплектуються системами автоматизованого управ-

ління та диференційованого регулювання секундної подачі продуктів переробки у досить широкому діапазоні та їх рівномірного розподілу по площі випускного отвору бункера та випускної горловини шнека [6; 24].

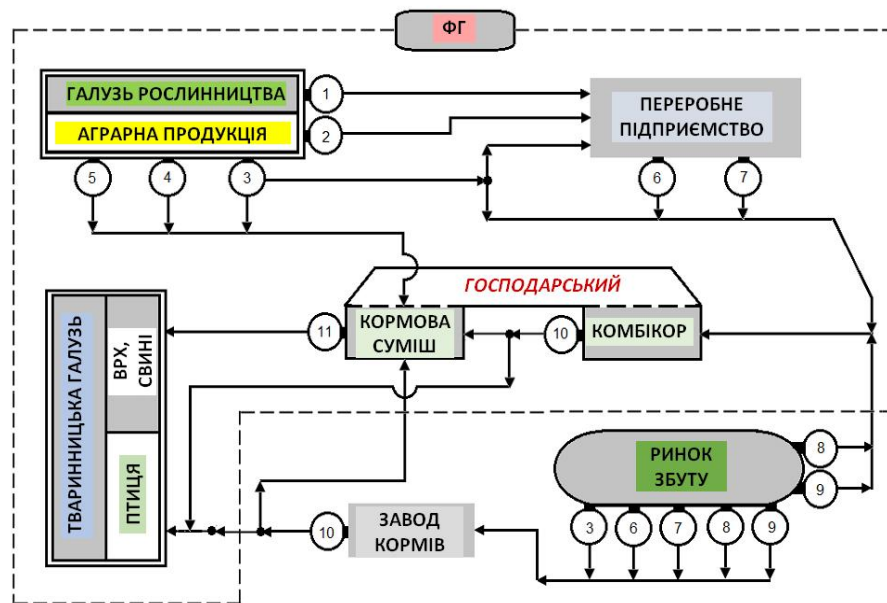
Питома вага шнекових транспортерів у вантажно-розвантажувальних операціях аграрних підприємств становить від 40 до 50 % [27]. При цьому шнекові транспортери виконують різнопланові технологічні завдання: змішування, подрібнення, дозування продуктів під час приготування й роздачі кормів; протруювання матеріалу; переміщення продуктів рослинництва і тваринництва тощо [7; 22; 25].

На основі аналізу технологічних процесів функціонування шнекових транспортерів [5; 20; 28] встановлено, що питання одночасного подрібнення й переміщення коренеплодів гвинтовими механізмами в наукових працях розкрито недостатньо. При цьому існують значні технологічні спроможності та наукові передумови для розробки шнекових транспортерів з комбінованим робочим органом, які можуть забезпечувати ефективне виконання суміжних функціональних

операцій одночасного подрібнення та переміщення продуктів.

Тому, незважаючи на значний обсяг методів і принципів розробки аналітичних моделей, які описують процеси переміщення продуктів шнековими транспортерами [2; 11–13; 16; 23; 26], є певні обмеження щодо їх застосування та щодо можливості аналітичного обґрунтування основних параметрів робочих органів гвинтових транспортних механізмів.

**Постановка завдання.** Ефективна робота підприємства залежить від компонування обладнання технологічних ліній, яке слід здійснювати за блочно-модульним принципом, що дає змогу мінімізувати допоміжні передавальні (транспортні) операції та забезпечити можливість зміни режимів роботи цеху, зменшити витрати енергоресурсів за гарантованого забезпечення якості продукції. Ці положення можуть бути реалізовані на прикладі можливої структурної схеми виробництва (приготування) різних кормів фермерським господарством у процесі переробки продукції аграрного сектору (рис. 1).



**Рис. 1.** Структурна схема варіантів технології отримання повнораціонних комбікормів і кормових сумішей у господарстві:

- 1 – трава; 2 – насіння олійних культур; 3 – зерно; 4 – грубі корми; 5 – коренеплоди;  
6 – трав'яна мука; 7 – відходи переробки зерна та олійного насіння; 8 – білково-мінеральні добавки;  
9 – премікси; 10 – повнораціонні комбікорми; 11 – повнораціонні кормові суміші

**Fig. 1.** Structural scheme of variants of technology of obtaining full-fodder mixed fodders and feed mixtures in the household:

- 1 – grass; 2 – seeds of oil crops; 3 – grain; 4 – rough feed; 5 – root crops; 6 – herbal flour;  
7 – waste of processing of grain and oilseeds; 8 – protein-mineral supplements;  
9 – premixes; 10 – full-fodder feed; 11 – full-fledged feed mixtures

У цьому контексті якісне та повноцінне забезпечення тварин соковитими кормами, які отримують шляхом переробки коренеплодів, є одним із важливих завдань в узагальненій задачі підвищення фізіологічної продуктивності сільськогосподарського поголів'я тварин.

Введення соковитих кормів (продуктів переробки коренеплодів кормових буряків) до раціону дійних корів збільшує молочну продуктивність на 10,3 %, засвоєння органічних речовин – на 5...8 %, використання азоту – на 3...5 %. Загалом коренеплоди сприяють збільшенню поїдання кормів тваринами на 8...11 % [1–3; 14].

Метою дослідження є розширення технологічних можливостей шнекових транспортерів внаслідок розробки комбінованих робочих органів, які забезпечують одночасне подрібнення та переміщення коренеплодів у процесі їх підготовки та переробки на соковиті корми. Основними завданнями досліджень, які забезпечують реалізацію сформульованої мети, є обґрунтування параметрів комбінованого робочого органа шнекового транспортера-подрібнювача за умови зменшення енерговитрат процесу роботи технічних засобів, які застосовуються на технологічних лініях переробки коренеплодів.

Існуючі технологічні процеси та виконавчі технічні засоби для переробки коренеплодів на соковитий корм (рис. 2) передбачають попередні підготовчі операції вивезення коренеплодів зі сховища, їх транспортування до технічних засобів, які подрібнюють коренеплоди, подальші операції переміщення (транспортування) подрібнених ко-

ренеплодів до змішувачів-запарників, завершальні операції вивантаження корму та його механізованого роздавання тваринам.

На основі аналізу існуючої узагальненої структурної схеми операцій переробки коренеплодів на корм тваринам (див. рис. 1) висунуто наукову гіпотезу про можливість поєднання двох суміжних технологічних операцій, які виконуються окремими механізмами (подрібнення коренеплодів коренерізкою і транспортування подрібнених частин коренеплодів до змішувачів-запарників стрічковим транспортером), в одну технологічну операцію одночасного подрібнення і транспортування («подрібнення + транспортування», див. рис. 2). Цю поєднану технологічну операцію може реалізовувати один гвинтовий технічний засіб – шнековий транспортер з комбінованим робочим органом [15].

Реалізація такого технічного рішення в умовах виробництва забезпечить ефективне поєднання суміжних функціональних операцій, таких як подрібнення та одночасне транспортування коренеплодів одним удосконаленим комбінованим робочим органом шнекового транспортера, який змонтовано на технологічній лінії, призначеній для їх переробки, та значно зменшить загальну енергоємність процесу порівняно з існуючою технологією за рахунок усунення додаткового (проміжного) операційно-технологічного засобу (коренерізки) як окремого технічного елемента, що має певну матеріаломісткість і певні енергозатрати для незалежного приводу робочих органів.

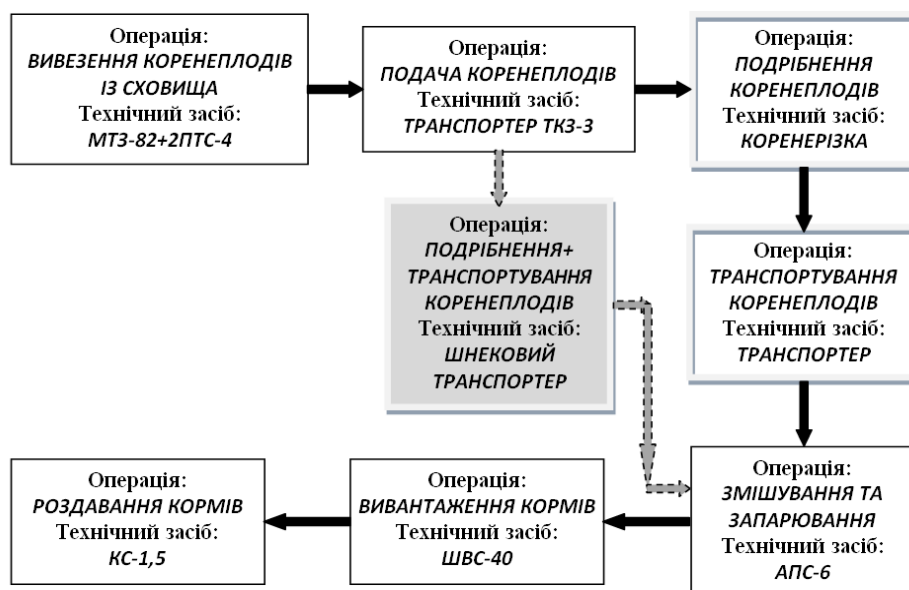
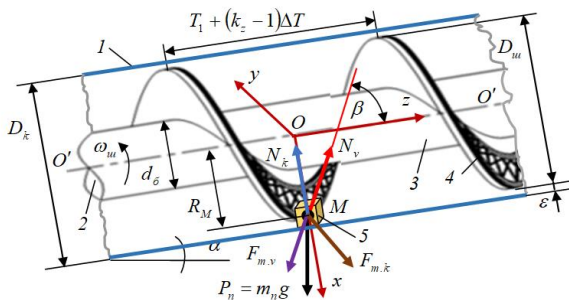


Рис. 2. Узагальнена структурна схема основних операцій переробки коренеплодів на корм

Fig. 2. Generalized structural scheme of basic operations of root crop processing for feed

**Виклад основного матеріалу.** Для розробки математичної моделі процесу переміщення подрібнених частин коренеплодів шнековим конвеєром розглянемо схему сил, що діють на частинку подрібнених коренеплодів (рис. 3). Розглянемо переміщення частини 5 (див. рис. 3) подрібнених коренеплодів, яка знаходиться в точці  $M$ , що розташована на поверхні спірального витка 4, який встановлено на барабані 3 шнекового конвеєра 2 шнекового транспортера-подрібнювача.



**Рис. 3.** Схема сил, які діють на частину подрібнених коренеплодів:

- 1 – напрямна труба; 2 – шнековий конвеєр;
- 3 – барабан; 4 – спіральний виток; 5 – частина подрібнених коренеплодів

**Fig. 3.** Scheme of forces acting on a part of shredded roots:

- 1 – guiding pipe; 2 – screw conveyor; 3 – drum;
- 4 – spiral turn; 5 – part of shredded root crops

Приймаємо припущення, що частина 4 подрібнених коренеплодів як тіло масою  $m_n$  рухається по поверхні спірального витка під час його обертання з кутовою швидкістю  $\omega_{ш}$  без відриву від робочої поверхні витка.

Для розробки математичної моделі функціонування шнекового конвеєра транспортера-подрібнювача введемо нерухому просторову систему координат  $Oxyz$ , зв'язану з напрямною трубою, початок відліку якої знаходиться на осі  $O'O'$  обертання вала шнекового конвеєра, а вісь  $Oz$  збігається з віссю  $O'O'$ . При цьому вісь  $Ox$  спрямована вниз, а вісь  $Oy$  – горизонтально.

Нехай у момент часу  $t_0 = 0$  початковий кут повороту витка шнекового конвеєра дорівнює  $\phi_0 = \text{const}$ , а тіло подрібненої частини коренеплодів знаходиться на поверхні спірального витка в точці  $M$ , крок якого, залежно від кількості змінних кроків  $k_z$ , дорівнює  $T_1 + (k_z - 1)\Delta T$ .

За певний проміжок часу  $t$  виток шнекового конвеєра повернеться на кут  $j(t) = 2\pi\omega_{ш}t + j_0$ , де

$\omega_{ш}$  – кутова швидкість шнекового конвеєра, рад/с;  $\phi_0$  – початковий кут повороту шнекового конвеєра в момент часу  $t_0 = 0$ , рад.

Згідно з [17; 18], крім обертального руху, шнековий конвеєр здійснює рух у площині  $xOy$ , яка перпендикулярна до осі обертання барабана шнекового конвеєра, тобто осі  $O'O'$ , при цьому за початкової координати  $x_0 = 0$  цей плоскопаралельний рух можна задати канонічним рівнянням руху центра обертання осі вала шнекового конвеєра

$$[x_0(t); y_0(t); z_0(t)] = [x_0(t); y_0(t); 0], t \geq 0, \quad \text{а}$$

зміну координат  $x$  і  $y$  за певний проміжок часу  $t$  згідно з положеннями [18] можна подати у вигляді функціоналів

$$x(t) = -f_x [j(t) \cos j(t)] + g [j(t) \sin j(t)];$$

$$y(t) = -f_y [j(t) \sin j(t)] - g [j(t) \cos j(t)].$$

Під час обертання шнекового конвеєра на тіло подрібнених коренеплодів, об'єм якого дорівнює  $V_m$  та яке розташоване у точці  $M$ , діють такі сили:

- сила ваги  $P_n = m_n g = V_m r_k g$ , Н, де  $m_n$ ,  $V_m$  – відповідно маса, кг, та об'єм,  $m^3$ , тіла подрібнених коренеплодів;  $r_k$  – питома маса коренеплодів,  $kg/m^3$ ;

- сила реакції спірального витка  $N_v = R_v n_v$  шнекового конвеєра, Н, де  $R_v$  – реакція в'язі робочої поверхні спірального витка, Н;  $n_v$  – одинична нормаль до робочої поверхні спірального витка;

- сила реакції робочої (внутрішньої) поверхні напрямної труби  $N_k = R_k n_k$  шнекового транспортера-подрібнювача, Н, де  $R_k$  – реакція в'язі робочої поверхні напрямної труби, Н;  $n_k$  – одинична нормаль до робочої поверхні напрямної труби шнекового транспортера-подрібнювача;

- сила тертя ковзання тіла подрібнених коренеплодів по робочій поверхні спірального витка шнекового конвеєра  $F_{m.v} = N_v f_v$ , Н, де  $f_v$  – коефіцієнт тертя ковзання тіла подрібнених коренеплодів по поверхні спірального витка;

- сила тертя ковзання тіла подрібнених коренеплодів по робочій поверхні напрямної труби шнекового транспортера-подрібнювача  $F_{m.k} = N_k f_k$ , Н, де  $f_k$  – коефіцієнт тертя ковзання тіла подрібнених коренеплодів по поверхні напрямної труби шнекового транспортера-подрібнювача.

Розглянемо два можливі випадки переміщення тіла подрібнених коренеплодів робочими органами шнекового транспортера-подрібнювача:

– тіло подрібнених коренеплодів рухається по робочій поверхні спірального витка без контакту з внутрішньою поверхнею напрямної труби – I випадок;

– тіло подрібнених коренеплодів рухається одночасно по робочій поверхні спірального витка та внутрішній поверхні напрямної труби – II випадок.

Згідно з класичними законами механіки запишемо рівняння руху тіла подрібнених коренеплодів у нерухомій системі координат  $Oxuz$  для I та II випадків у векторній формі запису:

$$m_n \frac{d^2 \mathbf{R}_M}{dt^2} = \mathbf{P} + \mathbf{N}_v + \mathbf{F}_{m.v}; \quad t > 0; \quad (1)$$

$$m_n \frac{d^2 \mathbf{R}_M}{dt^2} = \mathbf{P} + \mathbf{N}_v + \mathbf{N}_k + \mathbf{F}_{m.v} + \mathbf{F}_{m.k}; \quad t > 0, \quad (2)$$

$$V_n r_k \frac{d^2 \mathbf{R}_M}{dt^2} = m_n \mathbf{g} + \mathbf{R}_v \mathbf{n}_v + \mathbf{N}_v f_v; \quad t > 0; \quad (3)$$

$$V_n r_k \frac{d^2 \mathbf{R}_M}{dt^2} = m_n \mathbf{g} + \mathbf{R}_v \mathbf{n}_v + \mathbf{R}_k \mathbf{n}_k + \mathbf{N}_v f_v + \mathbf{N}_k f_k; \quad t > 0, \quad (4)$$

$$V_n r_k \frac{d^2 \mathbf{R}_M}{dt^2} = V_n r_k \mathbf{g} + \mathbf{R}_v \mathbf{n}_v (1 + f_v); \quad t > 0; \quad (5)$$

$$V_n r_k \frac{d^2 \mathbf{R}_M}{dt^2} = V_n r_k \mathbf{g} + \mathbf{R}_v \mathbf{n}_v (1 + f_v) + \mathbf{R}_k \mathbf{n}_k (1 + f_k); \quad t > 0, \quad (6)$$

де  $\mathbf{R}_M$  – миттєвий радіус-вектор положення частин коренеплодів у системі  $Oxuz$  у момент часу  $t$ .

Позначимо відповідні складові векторів рівнянь (1) і (2) таким чином: миттєвий радіус-вектор положення тіла подрібнених коренеплодів у системі  $Oxuz$  у момент часу  $t$  через

$$\mathbf{R}_M(t) = [x_M(t); y_M(t); z_M(t)]; \quad (7)$$

– вектор сили ваги тіла подрібнених коренеплодів згідно з [16] через

$$\begin{aligned} \mathbf{P} &= (V_n r_k \mathbf{g} \cos \alpha; 0; -V_n r_k \mathbf{g} \sin \alpha) = \\ &= \left( \left( \iint_{S_n} z(x, y) dx dy \right) \mathbf{r}_k \mathbf{g} \cos \alpha; 0; \right. \\ &\quad \left. - \left( \iint_{S_n} z(x, y) dx dy \right) \mathbf{r}_k \mathbf{g} \sin \alpha \right), \quad (8) \end{aligned}$$

де  $\alpha$  – кут нахилу шнекового транспортера-подрібнювача до горизонтальної площини, град;

– вектор сили тертя ковзання тіла подрібнених коренеплодів по робочій поверхні спірального витка шнекового конвеєра

$$\mathbf{F}_{m.v} = - \left| \mathbf{N}_v \right| f_v \left| \frac{d\mathbf{R}_u}{dt} - \frac{d\mathbf{R}_M}{dt} \right| \left| \frac{d\mathbf{R}_u}{dt} - \frac{d\mathbf{R}_M}{dt} \right| =$$

$$= - \frac{\left| \mathbf{R}_v \mathbf{n}_v \right| f_v \left| \frac{d\mathbf{R}_u}{dt} - \frac{d(2p\mathbf{w}_u t + \mathbf{j}_0)}{dt} \right|}{\left| \frac{d\mathbf{R}_u}{dt} - \frac{d(2p\mathbf{w}_u t + \mathbf{j}_0)}{dt} \right|}, \quad (9)$$

при цьому  $\frac{d\mathbf{R}_M}{dt} = \frac{d(2p\mathbf{w}_u t + \mathbf{j}_0)}{dt} = \mathbf{J}_v$  – вектор

швидкості руху поверхні спірального витка шнекового конвеєра у точці  $M$  у момент часу  $t$ ;

– вектор сили тертя ковзання тіла подрібнених коренеплодів по робочій внутрішній поверхні напрямної труби шнекового транспортера-подрібнювача

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{m.k} &= - \left| \mathbf{N}_k \right| f_k \left| \frac{d\mathbf{R}_u}{dt} \right| \left| \frac{d\mathbf{R}_u}{dt} \right| = \\ &= - \left| \mathbf{R}_k \mathbf{n}_k \right| f_k \left| \frac{d\mathbf{R}_u}{dt} \right| \left| \frac{d\mathbf{R}_u}{dt} \right|. \quad (10) \end{aligned}$$

Для визначення реакції в'язі  $R_v$  робочої поверхні спірального витка та реакції в'язі  $R_k$  робочої поверхні напрямної труби шнекового транспортера-подрібнювача необхідно визначити вектор одиничної нормалі  $\mathbf{n}_v$  до робочої поверхні спірального витка та вектор одиничної нормалі  $\mathbf{n}_k$  до робочої поверхні напрямної труби шнекового транспортера-подрібнювача.

Для цього запишемо рівняння поверхні шнека та поверхні напрямної труби, які згідно з [3; 4] можна задати відношеннями, відповідно:

$$\begin{aligned} \hat{S}_u(0,5D_u; \mathbf{j}_u; z) = \\ z + 0,5T_1 + (k_z - 1)\Delta T \left( \mathbf{j}_u - 2p \frac{d\mathbf{j}_u}{dt} t - \mathbf{j}_0 \right) = 0 \end{aligned} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} \hat{S}_k(x; y; z) = x^2 + y^2 - 0,25D_k^2 = \\ = x^2 + y^2 - (0,5D_u + 2e)^2 = 0 \end{aligned} \quad (12)$$

де  $D_u$  – діаметр шнекового конвеєра, м;  $D_k$  – внутрішній діаметр напрямної труби шнекового транспортера-подрібнювача, м;  $\Phi_u$  – кут повороту шнекового конвеєра, рад;  $\epsilon$  – зазор між витком і кожухом, м.

Тоді вектор одиничної нормалі  $\mathbf{n}_v$  до робочої поверхні спірального витка та вектор одиничної нормалі  $\mathbf{n}_k$  до робочої поверхні напрямної труби шнекового транспортера-подрібнювача можна записати у такому вигляді:

$$\mathbf{n}_v = \begin{bmatrix} -[T_1 + (k_z - 1)\Delta T] \sin \mathbf{j}_u; \\ [T_1 + (k_z - 1)\Delta T] \cos \mathbf{j}_u; \\ 2p R_M / a(R_M) \end{bmatrix}; \quad (13)$$

$$\mathbf{r}_{n_k} = \begin{bmatrix} -\cos\left(j_u - 2p \frac{dj_u}{dt} t - j_0\right); \\ -\sin\left(j_u - 2p \frac{dj_u}{dt} t - j_0\right); 0 \end{bmatrix}, \quad (14)$$

$$+ \frac{d[x_0(t); y_0(t); 0]}{dt}, \quad (15)$$

де  $a$  – кутовий параметр шнека.

Згідно з [9; 21]

$$a(R_M) = \sqrt{[T_1 + (k_z - 1)]^2 + 4p^2 R_M^2}.$$

З урахуванням плоскопаралельного та поступального руху шнекового конвеєра, який задано канонічним рівнянням руху центра обертання осі вала шнекового конвеєра  $[x_0(t); y_0(t); z_0(t)] = [x_0(t); y_0(t); 0]$ ,  $t \geq 0$  у площині  $xOy$ , визначаємо швидкість руху робочої поверхні спірального витка шнекового конвеєра

$$\mathbf{J}_v = \begin{pmatrix} \frac{d\left[(D_u) \cos\left(2p \frac{dj_u}{dt} t - j_0\right)\right]}{2dt}; \\ \frac{d\left[(D_u + 2e) \sin\left(2p \frac{dj_u}{dt} t - j_0\right)\right]}{2dt}; 0 \end{pmatrix}.$$

для I випадку

$$m_n \frac{d^2(0,5D_u)}{dt^2} = \begin{pmatrix} \left( \iint_{S_n} z(x, y) dx dy \right) \mathbf{r}_k g \cos a \cos j_u; 0; \\ - \left( \iint_{S_n} z(x, y) dx dy \right) \mathbf{r}_k g \sin a \sin j_u \end{pmatrix} + R_v \begin{bmatrix} -[T_1 + (k_z - 1)\Delta T] \sin f_u; [T_1 + (k_z - 1)\Delta T] \cos j_u; \\ \frac{2p R_M}{\sqrt{[T_1 + (k_z - 1)\Delta T]^2 + 4p^2 R_M^2}} \end{bmatrix} +$$

$$+ R_k \begin{bmatrix} -\cos\left(j_u - 2p \frac{dj_u}{dt} t - j_0\right); \\ -\sin\left(j_u - 2p \frac{dj_u}{dt} t - j_0\right); 0 \end{bmatrix} - \left| R_v \begin{bmatrix} -[T_1 + (k_z - 1)\Delta T] \sin j_u; [T_1 + (k_z - 1)\Delta T] \cos j_u; \\ \frac{2p R_M}{\sqrt{[T_1 + (k_z - 1)\Delta T]^2 + 4p^2 R_M^2}} \end{bmatrix} \right| \times$$

$$\frac{\frac{d(0,5D_u)}{dt} \begin{pmatrix} -2p \frac{dj_u}{dt} \cdot y + \frac{dx_0(t)}{dt}; \frac{dy_0(t)}{dt} + \\ + 2p \frac{dj_u}{dt} \cdot x; 0 \end{pmatrix}}{\frac{d(0,5D_u)}{dt} \begin{pmatrix} -2p \frac{dj_u}{dt} \cdot y + \frac{dx_0(t)}{dt}; \frac{dy_0(t)}{dt} + \\ + 2p \frac{dj_u}{dt} \cdot x; 0 \end{pmatrix}} - \left| R_k \begin{bmatrix} -\cos\left(j_u - 2p \frac{dj_u}{dt} t - j_0\right); \\ -\sin\left(j_u - 2p \frac{dj_u}{dt} t - j_0\right); 0 \end{bmatrix} \right| \frac{\frac{d(0,5D_u)}{dt}}{\frac{d(0,5D_u)}{dt}} \quad (17)$$

$$\mathbf{J}_v = \left( -2p \frac{dj_u}{dt} \cdot y + \frac{dx_0(t)}{dt}; \frac{dy_0(t)}{dt} + 2p \frac{dj_u}{dt} \cdot x; 0 \right). \quad (16)$$

У рівняння (1) і (2):

– підставимо: значення діючих сил, які визначено згідно з (8) – (10); значення швидкості руху (швидкості переміщення) робочої поверхні спірального витка шнекового конвеєра, яке визначено згідно з (16);

– помножимо на скалярне значення одиничної нормалі  $\mathbf{n}_v$  та  $\mathbf{n}_k$ , які визначено згідно з (13) і (14).

Тоді отримаємо записи рівняння для I та II випадків переміщення тіла подрібнених частин коренеплодів, відповідно: коли тіло подрібнених частин коренеплодів рухається по робочій поверхні спірального витка без контакту з внутрішньою поверхнею напрямної труби; коли тіло подрібнених частин коренеплодів рухається одночасно по робочій поверхні спірального витка та внутрішній поверхні напрямної труби:

– для II випадку

$$\begin{aligned}
 m_n \frac{d^2(0,5D_w)}{dt^2} = & \left( \left( \iint_{S_n} z(x,y) dx dy \right) r_k g \cos a \cos j_w ; 0 ; \right) + R_v \left[ \begin{array}{l} -[T_1 + (k_z - 1)\Delta T] \sin j_w ; [T_1 + (k_z - 1)\Delta T] \cos j_w ; \\ \frac{2pR_M}{\sqrt{[T_1 + (k_z - 1)\Delta T]^2 + 4p^2R_M^2}} \end{array} \right] + \\
 + R_k & \left[ \begin{array}{l} -\cos \left( j_w - 2p \frac{df_w}{dt} t - j_0 \right) ; \\ -\sin \left( j_w - 2p \frac{df_w}{dt} t - j_0 \right) ; 0 \end{array} \right] - R_v \left[ \begin{array}{l} -[T_1 + (k_z - 1)\Delta T] \sin j_w ; [T_1 + (k_z - 1)\Delta T] \cos j_w ; \\ \frac{2pR_M}{\sqrt{[T_1 + (k_z - 1)\Delta T]^2 + 4p^2R_M^2}} \end{array} \right] \times \\
 \times f_v & \left[ \begin{array}{l} \frac{d(0,5D_w)}{dt} - \left( \begin{array}{l} -2p \frac{dj_w}{dt} \cdot y + \frac{dx_0(t)}{dt} ; \frac{dy_0(t)}{dt} + \\ + 2p \frac{dj_w}{dt} \cdot x ; 0 \end{array} \right) \\ \frac{d(0,5D_w)}{dt} - \left( \begin{array}{l} -2p \frac{dj_w}{dt} \cdot y + \frac{dx_0(t)}{dt} ; \frac{dy_0(t)}{dt} + \\ + 2p \frac{dj_w}{dt} \cdot x ; 0 \end{array} \right) \end{array} \right] \left[ \begin{array}{l} -\cos \left( j_w - 2p \frac{dj_w}{dt} t - j_0 \right) ; \\ -\sin \left( j_w - 2p \frac{dj_w}{dt} t - j_0 \right) ; 0 \end{array} \right] \left[ \begin{array}{l} \frac{d(0,5D_w)}{dt} \\ \frac{d(0,5D_w)}{dt} \end{array} \right] \cdot \quad (18)
 \end{aligned}$$

При цьому згідно з рівняннями (5) і (6) записи рівняння для I та II випадків переміщення тіла подрібнених частин коренеплодів матимуть вигляд, відповідно:

$$\begin{aligned}
 \left( \iint_{S_n} z(x,y) dx dy \right) r_k \frac{D_w}{2} \left( \frac{dj_w}{dt} \right)^2 = & \left( \left( \iint_{S_n} z(x,y) dx dy \right) r_k g \cos a \cos j_w ; 0 ; - \left( \iint_{S_n} z(x,y) dx dy \right) r_k g \sin a \sin j_w \right) + \\
 + R_v & \left[ \begin{array}{l} -[T_1 + (k_z - 1)\Delta T] \sin j_w ; \\ [T_1 + (k_z - 1)\Delta T] \cos j_w ; \\ \frac{2pR_M}{\sqrt{[T_1 + (k_z - 1)\Delta T]^2 + 4p^2R_M^2}} \end{array} \right] \times \left( 1 - f_v \left[ \begin{array}{l} \frac{d(0,5D_w)}{dt} - \left( \begin{array}{l} -2p \frac{dj_w}{dt} \cdot y + \frac{dx_0(t)}{dt} ; \\ \frac{dy_0(t)}{dt} + 2p \frac{dj_w}{dt} \cdot x ; 0 \end{array} \right) \\ \frac{d(0,5D_w)}{dt} - \left( \begin{array}{l} -2p \frac{dj_w}{dt} \cdot y + \frac{dx_0(t)}{dt} ; \\ \frac{dy_0(t)}{dt} + 2p \frac{dj_w}{dt} \cdot x ; 0 \end{array} \right) \end{array} \right] \right); \quad (19)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \left( \iint_{S_n} z(x,y) dx dy \right) r_k \frac{D_w}{2} \left( \frac{dj_w}{dt} \right)^2 = & \left( \left( \iint_{S_n} z(x,y) dx dy \right) r_k g \cos a \sin f_w ; 0 ; - \left( \iint_{S_n} z(x,y) dx dy \right) r_k g \sin a \sin f_w \right) + \\
 + R_v & \left[ \begin{array}{l} -[T_1 + (k_z - 1)\Delta T] \sin j_w ; \\ [T_1 + (k_z - 1)\Delta T] \cos j_w ; \\ \frac{2pR_M}{\sqrt{[T_1 + (k_z - 1)\Delta T]^2 + 4p^2R_M^2}} \end{array} \right] \times \left( 1 - f_v \left[ \begin{array}{l} \frac{dD_w}{2dt} - \left( \begin{array}{l} -2p \frac{dj_w}{dt} \cdot y + \frac{dx_0(t)}{dt} ; \\ \frac{dy_0(t)}{dt} + 2p \frac{dj_w}{dt} \cdot x ; 0 \end{array} \right) \\ \frac{dD_w}{2dt} - \left( \begin{array}{l} -2p \frac{dj_w}{dt} \cdot y + \frac{dx_0(t)}{dt} ; \\ \frac{dy_0(t)}{dt} + 2p \frac{dj_w}{dt} \cdot x ; 0 \end{array} \right) \end{array} \right] - \right. \\
 - R_k & \left[ \begin{array}{l} -\cos \left( f_w - 2p \frac{dj_w}{dt} t - j_0 \right) ; \\ -\sin \left( j_w - 2p \frac{dj_w}{dt} t - j_0 \right) ; 0 \end{array} \right] \left( 1 - f_k \left| \frac{dD_w / 2dt}{dD_w / 2dt} \right| \right) \quad (20)
 \end{aligned}$$

Із рівнянь (20), (21) знаходимо реакцію в'язі  $R_v$  робочої поверхні спірального витка та реакцію в'язі  $R_k$  робочої поверхні напрямної труби шнекового транспортера-подрібнювача:



$$R_v = \frac{\left( \iint_{S_n} z(x, y) dx dy \right) r_k R_M \left( \frac{dj_u}{dt} \right)^2 - \begin{pmatrix} \left( \iint_{S_n} z(x, y) dx dy \right) r_k g \cos a; \\ 0; - \left( \iint_{S_n} z(x, y) dx dy \right) r_k g \sin a \end{pmatrix}}{\begin{pmatrix} -[T_1 + (k_z - 1)\Delta T] \sin j_u; \\ [T_1 + (k_z - 1)\Delta T] \cos j_u; \\ \frac{2pR_M}{\sqrt{[T_1 + (k_z - 1)\Delta T]^2 + 4p^2 R_M^2}} \end{pmatrix}} \times \left( 1 - f_v \frac{\begin{pmatrix} \frac{dR_u}{dt} - \left( \frac{-2p \frac{dj_u}{dt} \cdot y + \frac{dx_0(t)}{dt}}{\frac{dy_0(t)}{dt} + 2p \frac{dj_u}{dt} \cdot x; 0 \right)} \\ \frac{dR_u}{dt} - \left( \frac{-2p \frac{dj_u}{dt} \cdot y + \frac{dx_0(t)}{dt}}{\frac{dy_0(t)}{dt} + 2p \frac{dj_u}{dt} \cdot x; 0 \right)} \end{pmatrix}}{\begin{pmatrix} \frac{dR_u}{dt} - \left( \frac{-2p \frac{dj_u}{dt} \cdot y + \frac{dx_0(t)}{dt}}{\frac{dy_0(t)}{dt} + 2p \frac{dj_u}{dt} \cdot x; 0 \right)} \\ \frac{dR_u}{dt} - \left( \frac{-2p \frac{dj_u}{dt} \cdot y + \frac{dx_0(t)}{dt}}{\frac{dy_0(t)}{dt} + 2p \frac{dj_u}{dt} \cdot x; 0 \right)} \end{pmatrix}} \right); \quad (21)$$

$$R_k = \frac{\begin{pmatrix} -\cos \left( j_u - 2p \frac{dj_u}{dt} t - j_0 \right); \\ -\sin \left( j_u - 2p \frac{dj_u}{dt} t - j_0 \right); 0 \end{pmatrix} \times \left( 1 - f_k \frac{\begin{pmatrix} \left| \frac{dD_u}{2dt} \right| \\ \left| \frac{dD_u}{2dt} \right| \end{pmatrix}}{\begin{pmatrix} \left| \frac{dD_u}{2dt} \right| \\ \left| \frac{dD_u}{2dt} \right| \end{pmatrix}} \right)}{\left( \iint_{S_n} z(x, y) dx dy \right) r_k \frac{D_u}{2} \left( \frac{dj_u}{dt} \right)^2 - \begin{pmatrix} \left( \iint_{S_n} z(x, y) dx dy \right) r_k g \cos a \sin j_u; 0; \\ - \left( \iint_{S_n} z(x, y) dx dy \right) r_k g \sin a \sin j_u \end{pmatrix}} + R_v \frac{\begin{pmatrix} -[T_1 + (k_z - 1)\Delta T] \sin f_u; \\ [T_1 + (k_z - 1)\Delta T] \cos f_u; \\ \frac{2pR_M}{\sqrt{[T_1 + (k_z - 1)\Delta T]^2 + 4p^2 R_M^2}} \end{pmatrix}}{\begin{pmatrix} \frac{dD_u}{2dt} - \left( \frac{-2p \frac{df_u}{dt} \cdot y + \frac{dx_0(t)}{dt}}{\frac{dy_0(t)}{dt} + 2p \frac{df_u}{dt} \cdot x; 0} \right); \\ \frac{dD_u}{2dt} - \left( \frac{-2p \frac{df_u}{dt} \cdot y + \frac{dx_0(t)}{dt}}{\frac{dy_0(t)}{dt} + 2p \frac{df_u}{dt} \cdot x; 0} \right); \\ \frac{dD_u}{2dt} - \left( \frac{-2p \frac{df_u}{dt} \cdot y + \frac{dx_0(t)}{dt}}{\frac{dy_0(t)}{dt} + 2p \frac{df_u}{dt} \cdot x; 0} \right) \end{pmatrix}} \times \left( 1 - f_v \frac{\begin{pmatrix} \frac{dD_u}{2dt} - \left( \frac{-2p \frac{df_u}{dt} \cdot y + \frac{dx_0(t)}{dt}}{\frac{dy_0(t)}{dt} + 2p \frac{df_u}{dt} \cdot x; 0} \right); \\ \frac{dD_u}{2dt} - \left( \frac{-2p \frac{df_u}{dt} \cdot y + \frac{dx_0(t)}{dt}}{\frac{dy_0(t)}{dt} + 2p \frac{df_u}{dt} \cdot x; 0} \right); \\ \frac{dD_u}{2dt} - \left( \frac{-2p \frac{df_u}{dt} \cdot y + \frac{dx_0(t)}{dt}}{\frac{dy_0(t)}{dt} + 2p \frac{df_u}{dt} \cdot x; 0} \right) \end{pmatrix}}{\begin{pmatrix} \frac{dD_u}{2dt} - \left( \frac{-2p \frac{df_u}{dt} \cdot y + \frac{dx_0(t)}{dt}}{\frac{dy_0(t)}{dt} + 2p \frac{df_u}{dt} \cdot x; 0} \right); \\ \frac{dD_u}{2dt} - \left( \frac{-2p \frac{df_u}{dt} \cdot y + \frac{dx_0(t)}{dt}}{\frac{dy_0(t)}{dt} + 2p \frac{df_u}{dt} \cdot x; 0} \right); \\ \frac{dD_u}{2dt} - \left( \frac{-2p \frac{df_u}{dt} \cdot y + \frac{dx_0(t)}{dt}}{\frac{dy_0(t)}{dt} + 2p \frac{df_u}{dt} \cdot x; 0} \right) \end{pmatrix}} \right). \quad (22)$$

Підставивши значення реакції в'язі  $R_v$  робочої поверхні спірального витка із рівнянь (20) та реакції в'язі  $R_k$  робочої поверхні напрямної труби із рівняння (21) у рівняння руху (5) і (6), отримаємо математичні моделі динамічного процесу переміщення тіла подрібнених коренеплодів робочими органами шнекового транспортера-подрібнювача для I та II випадків:

$$m_k T_k \frac{d^2 j_u}{dt^2} = m_k g \sin a - \frac{\begin{pmatrix} m_k R_M \left( \frac{dj_u}{dt} \right)^2 - (m_k g \cos a; 0; -m_k g \sin a) \end{pmatrix} (1 + f_v)}{\begin{pmatrix} -T_k \sin j_u; T_k \cos j_u; \frac{2pR_M}{\sqrt{T_k^2 + 4p^2 R_M^2}} \end{pmatrix} \times \left( 1 - f_v \frac{\begin{pmatrix} |j_u - 2pw_u \cdot y + j_0| \\ \left| \frac{dR_M}{2dt} - 2pw_u \cdot y + \frac{dx_0(t)}{dt} \right| \end{pmatrix}}{\begin{pmatrix} \left| \frac{dR_M}{2dt} - 2pw_u \cdot y + \frac{dx_0(t)}{dt} \right| \\ \left| \frac{dR_M}{2dt} - 2pw_u \cdot y + \frac{dx_0(t)}{dt} \right| \end{pmatrix}} \right)} \quad (23)$$

$$m_k T_k \frac{d^2 j_u}{dt^2} = m_k g \sin a - \frac{\begin{pmatrix} m_k R_M \left( \frac{dj_u}{dt} \right)^2 - (m_k g \cos a; 0; -m_k g \sin a) \end{pmatrix} (1 + f_v)}{\begin{pmatrix} -T_k \sin j_u; T_k \cos j_u; \frac{2pR_M}{\sqrt{T_k^2 + 4p^2 R_M^2}} \end{pmatrix} \times \left( 1 - f_v \frac{\begin{pmatrix} |j_u - 2pw_u \cdot y + j_0| \\ \left| \frac{dR_M}{2dt} - 2pw_u \cdot y + \frac{dx_0(t)}{dt} \right| \end{pmatrix}}{\begin{pmatrix} \left| \frac{dR_M}{2dt} - 2pw_u \cdot y + \frac{dx_0(t)}{dt} \right| \\ \left| \frac{dR_M}{2dt} - 2pw_u \cdot y + \frac{dx_0(t)}{dt} \right| \end{pmatrix}} \right)}$$

$$\begin{aligned}
 & \left[ -\cos\left(j_u - 2p \frac{dj_u}{dt} t - j_0\right); -\sin\left(j_u - 2p \frac{dj_u}{dt} t - j_0\right); 0 \right] \times \left( 1 - f_k \frac{\left| \frac{dD_u}{2dt} \right|}{\left| \frac{dD_u}{2dt} \right|} \right) (1 + f_k) \\
 & \frac{m_k \frac{D_u}{2} \left( \frac{dj_u}{dt} \right)^2 - (m_k g \cos a \sin j_u; 0; -m_k g \sin a \sin j_u) +}{+} \\
 & \frac{\left[ m_k R_M \left( \frac{dj_u}{dt} \right)^2 - (m_k g \cos a; 0; -m_k g \sin a) \right]}{\left[ -T_k \sin j_u; T_k \cos j_u; \frac{2p R_M}{\sqrt{T_k^2 + 4p^2 R_M^2}} \right]} \times \left( 1 - f_v \frac{\left| j_u - 2pw_u y + j_u \right|}{\left| \frac{dR_M}{2dt} - 2pw_u \cdot y + \frac{dx_0(t)}{dt} \right|} \right) \cdot (24) \\
 & \times \left[ -T_k \sin j_u; T_k \cos j_u; \frac{2p R_M}{\sqrt{T_k^2 + 4p^2 R_M^2}} \right] \times \left( 1 - f_v \frac{j_u - 2pw_u \frac{dj_u}{dt} \cdot y + \frac{dx_0(t)}{dt}}{\left( \frac{-2p \frac{dj_u}{dt} \cdot y + \frac{dx_0(t)}{dt}}{\frac{dy_0(t)}{dt} + 2p \frac{dj_u}{dt} \cdot x; 0 \right)} \right) \\
 & \left. \left. \left. \left. \frac{dD_u}{2dt} - \left( \frac{-2p \frac{dj_u}{dt} \cdot y + \frac{dx_0(t)}{dt}}{\frac{dy_0(t)}{dt} + 2p \frac{dj_u}{dt} \cdot x; 0} \right) \right) \right) \right) \right)
 \end{aligned}$$

**Висновки.** Таким чином, отримані аналітичні значення реакції в'язі  $R_v$  робочої поверхні спірального витка (21) та реакції в'язі  $R_k$  робочої поверхні напрямної труби шнекового конвеєра (22) та рівняння руху тіла подрібнених коренеплодів (23) і (24) для I і II випадків переміщення подрібнених частин коренеплодів є основою для подальшого проведення аналітичних розрахунків з метою обґрунтування та оптимізації основних конструктивно-кінематичних параметрів і режимів роботи робочих органів транспортера-подрібнювача.

Для повного опису процесу роботи шнекового транспортера-подрібнювача математичну модель динамічного процесу переміщення подрібнених частин шнековим конвеєром (21) – (24) необхідно доповнити початковими умовами:

$$j(0) = j_u; \quad \frac{dj(0)}{dt} = j_0.$$

Необхідно також зазначити, що математична модель (21) – (24) адекватна тільки за умови, що  $R_v > 0$  і  $R_k > 0$ . При цьому у випадку  $R_v < 0$  і  $R_k < 0$  тіло подрібнених коренеплодів втрачає контакт з поверхнями і рівняння (5) і (6) вже не описують процесу руху (переміщення).

### Бібліографічний список

1. Барановський В. М. Основні етапи та сучасні тенденції розвитку коренезбиральних машин. *Вісник Тернопільського державного технічного університету*. 2006. Т. 11, № 2. С. 67–75.
2. Барановський В. М., Підгурський М. І., Паньків М. Р. Методологічні та конструктивно-технологічні аспекти розробки адаптованих коренезбиральних машин. *Вісник Тернопільського національного технічного університету*. 2014. Т. 2 (74). С. 106–113.
3. Беляничков М. М., Смирнов А. І. Механізація тваринництва. Київ: Вища шк., 1980. 375 с.
4. Бронштейн И. Н., Семендяев К. А. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов. Москва: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1981. 706 с.
5. Булгаков В. М., Черновол М. И., Свирень Н. А. Теория свеклоуборочных машин: монография. Кировоград: КОД, 2009. 256 с.
6. Гевко І. Б. Гвинтові транспортно-технологічні механізми: розрахунок і конструювання. Тернопіль: ТДТУ імені Івана Пулюя, 2008. 307 с.
7. Гевко І., Рогатинський Р., Дячун А. Синтез змішувачів з гвинтовими робочими органами. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2012. № 16. С. 237–246.
8. Гевко І. Б. Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Львів, 2013. 40 с.

9. Горбунов В. Ф., Кобылянский Д. М. Обзор современного состояния теории транспортирования горной массы винтовыми конвейерами. *Вестник РАН (ЗСО)*. 2006. № 8. С. 171–177.
10. Дубровин В., Голуб Г., Теслюк В., Барановский В. Идентификация процесса разработки адаптированной корнеуборочной машины. *MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. An international journal on operation of farm and agri-food industry machinery*. 2013. Vol. 15, № 3. С. 243–255.
11. Красников В. В. Подъемно-транспортные машины в сельском хозяйстве. Москва: Колос, 1973. 464 с.
12. Ловейкін В. С., Рогатинська О. Р. До розрахунку швидкохідних гвинтових конвеєрів. *Праці Таврійської державної агротехнічної академії*. Вип. 21. 2004. С. 130–141.
13. Любін М. В. Підйомно-транспортні машини. Швидкохідні гвинтові конвеєри. Вінниця: ВЦ ВДАУ, 2005. 36 с.
14. Основи перспективних технологій виробництва продукції тваринництва / [Г. М. Калетнік, М. Ф. Кулик, В. Ф. Петриченко та ін.]; під ред. Г. М. Калетніка, М. Ф. Кулика, В. Ф. Петриченка, В. Д. Хорішка. Вінниця: Енозіс, 2007. 584 с.
15. Паньків В. Р. Комбинированный транспортер-измельчитель. *Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве. Аграрная наука – сельскохозяйственному производству Сибири, Казахстана, Монголии, Беларуси и Болгарии*: материалы Междунар. науч.-техн. конф. Минск, 19–21 окт. 2016 г. Минск: НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства, 2016. Т. 1. С. 111–115.
16. Погорельый Л. В., Татьяна М. В. Свеклоуборочные машины: история, конструкция, теория, прогноз. Киев: Феникс, 2004. 232 с.
17. Рогатинський Р. М. Механіко-технологічні основи взаємодії шнекових робочих органів із сировиною сільськогосподарського виробництва: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Київ, 1997. 52 с.
18. Рогатинський Р. М. Моделювання процесів взаємодії шнекових робочих органів із коренебульбоплодами. *Науковий вісник Національного аграрного університету*. 1997. Т. 1. С. 103–108.
19. Рогатинський Р., Гевко І. Модель конструювання і вибору гвинтових конвеєрів з розширеними технологічними можливостями. *Вісник Тернопільського національного технічного університету*. 2012. № 3 (67). С. 197–210.
20. Рогатинський Р., Гевко І., Рогатинська Л. Оптимізація параметрів гвинтових транспортно-технологічних систем. *Вісник Тернопільського національного технічного університету*. 2013. № 1 (69). С. 123–230.
21. Сторожук І. М. Обґрунтування конструктивно-кінематичних параметрів шнекового конвеєра гнчкозбирального модуля. *Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК*. 2016. Вип. 251. С. 323–333.
22. Теслюк В. В., Барановський В. М., Теслюк В. В. Концептуальні основи біотехнології виробництва мікобіопрепаратів із плодів грибів. *Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК*. 2016. Вип. 241. С. 26–31.
23. Часов Д. П. Визначення рівняння поверхні додаткової лопаті шнекового конвеєру. *Восточно-Европейський журнал передових технологій*. 2016. № 5/1 (83). С. 45–50.
24. Hevko R. B., Dzyura V. O., Romanovsky R. M. Mathematical model of the pneumatic-screw conveyor screw mechanism operation. *INMATEH – Agricultural Engineering*. 2014. Vol. 44, No. 3. P. 103–110.
25. Hevko R. B., Klendiy O. M. The investigation of the process of a screw conveyor safety device actuation. *INMATEH – Agricultural Engineering*. 2014. Vol. 42, No. 1. P. 55–60.
26. Hevko R. B., Klendiy M. B., Klendiy O. M. Investigation of a transfer branch of a flexible screw conveyor. *INMATEH – Agricultural Engineering*. 2016. Vol. 48, No. 1/2016. P. 29–34.
27. Pankiv V. R., Tokarchuk O. A. Investigation of constructive geometrical and filling coefficients of combined grinding screw conveyor. *INMATEH – Agricultural Engineering*. 2017. Vol. 51, No. 1/2017. P. 59–68.
28. Pankiv V. Throughput capability of the combined screw chopper conveyor. *Вісник Тернопільського національного технічного університету*. 2017. № 1 (85). С. 69–79.

Грицай Ю.

### МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПРОЦЕСУ ПЕРЕМІЩЕННЯ ПОДРІБНЕНИХ КОРЕНЕПЛОДІВ ШНЕКОВИМ ТРАНСПОРТЕРОМ-ПОДРІБНЮВАЧЕМ

Шнекові транспортери широко застосовуються в аграрній сфері виробництва для переміщення, змішування, дозування продуктів тощо. Удосконалення існуючих конструкцій шнекових транспортерів та обґрунтуванням їх раціональних параметрів і режимів роботи є актуальним науковим завданням. Метою дослідження є розширення функціональних технологічних можливостей шнекових транспортерів шляхом розробки комбінованих робочих органів, які забезпечують одночасне подрібнення та переміщення коренеплодів у процесі їх підготовки та переробки на соковиті корми. Основними завданнями досліджень, які забезпечують реалізацію сформульованої мети, є обґрунтуванням параметрів комбінованого робочого органу шнекового транспортера-подрібнювача за умови зменшення енерговитрат процесу роботи технічних засобів,

які застосовуються на технологічних лініях переробки коренеплодів. На основі аналізу існуючої узагальненої структурної схеми операції переробки коренеплодів на корм тваринам висунуто наукову гіпотезу про можливість поєднання двох суміжних технологічних операцій, які виконуються окремими механізмами (подрібнення коренеплодів коренерізкою та транспортування подрібнених коренеплодів до змішувачів-запарників транспортером), в одну суцільну технологічну операцію «подрібнення + транспортування», яку реалізує один технічний засіб – шнековий транспортер з комбінованим робочим органом. Отримано математичну модель динамічного процесу переміщення подрібнених частин коренеплодів робочими органами шнекового транспортера-подрібнювача. Результати досліджень є подальшим кроком з розробки методики обґрунтування параметрів шнекових механізмів.

**Ключові слова:** шнековий конвеєр, спіральний виток, напрямна труба, кутова швидкість, рівняння руху, одинична нормаль, вектор.

**Hrytsay Yu.**

### **MATHEMATICAL MODEL OF PROCESS OF MOVING OF THE GROUND UP ROOT CROPS SCREW CONVEYER-GRINDING**

Screw conveyors are used in various sectors of the national economy – heavy industry, construction, agricultural production, etc. They are intended for the transfer of various bulk and artificial materials. In the agrarian sector, as a rule, screw conveyors are used. They are intended for moving in the horizontal, sloping and vertical directions of products of agrarian production, for example, root crops, potatoes, grains, fodder mixtures, mineral and organic fertilizers, etc. On the basis of their design features, they can simultaneously perform adjacent operations and functions – mixing products, dispensing materials, separating impurities, etc. In the general pattern of production of goods of stock-raising to 50,70 % all charges are on preparation part of forage. These charges can be substantially decreased, if production, or processing of products on fodder to conduct not in the specialized plants, but directly in economic enterprises, using here own raw material and minimizing transport charges. Development of high-efficiency technological processes of the simultaneous growing and moving shallow, both single cobbled and requires the friable products of agar production the integrated scientific going near the decision of technical task of increase of technological indexes of work and expansion of technological possibilities of the screw conveyers-grinding down. A research aim is an increase (expansion) of technological possibilities of screw conveyers by development of the combined working organs that provide the simultaneous growing and moving of root crops shallow in the process of their preparation and processing on rich fodders. The basic tasks of researches, that provide realization of the set forth aim, are grounds of parameters of the combined working organ of the screw conveyer-grinding down. On the basis of analysis of the existent generalized flow diagram of operations of processing of root crops on fodder to the animals by us a scientific hypothesis was pulled out about possibility of combination two contiguous technological operations that is executed by separate mechanisms (growing of root crops and transporting of the ground up parts of root crops shallow to the mixers-steamers by a conveyer belt) in one continuous (incorporated) technological operation of the simultaneous «growing + of transporting» shallow. This united technological operation one spiral hardware – screw conveyer can realize with the combined working organ.

The got analytical values of force of reaction of working surface of spiral coil and force of reaction of working surface of directing pipe of screw conveyer and equalization of motion of parts of the ground up root crops are basis for further realization of analytical calculations with the aim of ground and optimization of basic structurally-kinematics parameters and modes of operations of working organs of conveyer-grinding down.

**Key words:** screw conveyer, spiral coil, directing pipe, angulator, equalization of motion, single normal, vector.

*Стаття надійшла 15.11.2018*

## МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ВІБРОАСПІРАЦІЙНОГО СЕПАРУВАННЯ НАСІННЕВОГО МАТЕРІАЛУ

**Ігор Паламарчук, д. т. н., Сергій Кюрчев, к. т. н.,  
Валентина Верхоланцева, к. т. н., Олександр Колодій, к. т. н.**  
*Таврійський державний агротехнологічний університет,  
пр. Б. Хмельницького, 18, м. Мелітополь, Запорізька обл., Україна,  
e-mail: dec.tgatu@ukr.net*

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2018.01.172>

**Постановка проблеми.** У процесах розділення сипкої сільськогосподарської сировини, зокрема насінневого матеріалу, чіткість відокремлення фракцій значним чином визначає схожість насіння та відповідно показники врожайності. Переважно ця операція реалізується аспіраційним способом, що відзначається великою кількістю процесних, конструктивних і технологічних факторів, створюючи труднощі в розробці достатньо ефективного математичного апарату та передбаченні траєкторії руху часток [5; 12 – 19; 21; 25]. Тому використання додаткових інтенсифікуючих чинників перебігу досліджуваного процесу, які дозволяють збільшити інерційні сили в системі з механізмом їх керування, сприяючи підвищенню чіткості розщеплення, є безумовно актуальним завданням.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Серед основних теоретичних розробок стосовно досліджуваного процесу можна відзначити, зокрема, доробок наукової школи Л. М. Тищенка, який описував процес пневматичної сепарації в апараті вертикального виконання за допомогою нелінійної динаміки двофазного середовища [22–24]. Під час дослідження цього процесу П. М. Василенко використовував рівняння руху насінини в аеродинамічному середовищі [7], а В. В. Адамчук описував процес аспіраційної сепарації у змінному повітряному потоці, досліджуючи рух частинок [2]. Дослідження руху частинки в похилому аспіраційному каналі проведено М. М. Абдуєвим [1].

Дослідженнями сепарації насіння сільськогосподарських культур за різницею аеродинамічних властивостей їх компонентів займалися: у природному повітряному потоці – В. П. Гарячкін, М. Г. Гладков, О. І. Завгородній та інші [8–10]; у напрямленому вертикальному потоці – В. П. Гарячкін, В. В. Котов, А. І. Нелюбов та інші [9; 12]; у похилому та горизонтальному потоці – П. М. Заїка, Ю. О. Манчинський, М. Г. Гладков та інші вчені [8; 11].

Подальші дослідження цього процесу виявили, що повітря впливає на траєкторію насінини переважно в момент руху зернової маси від внутрішньої стінки до зовнішньої: у центральній частині каналу швидкість повітря максимальна, а біля стінок зменшується, що погіршує умови розділення. Але при цьому нижня зона повітряного потоку як чинник поділу насінневого матеріалу не використовується, хоча внаслідок різної швидкості витання зернових фракцій у цій ділянці розподільника можливо отримати додатковий ефект підвищення чіткості розділення.

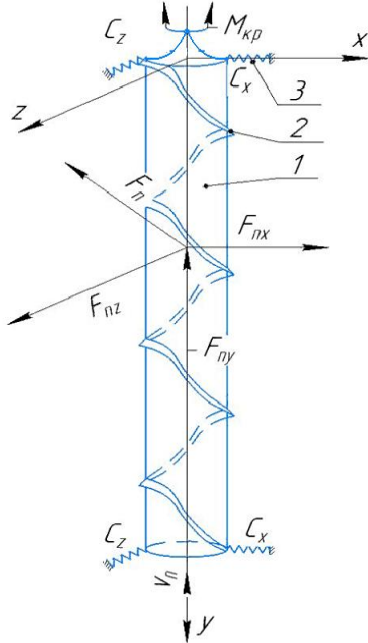
**Постановка завдання.** Метою досліджень є обґрунтування конструктивних і технологічних параметрів віброаспіраційного фракціонування за допомогою математичного аналізу кінематичних, силових та енергетичних характеристик руху часток сипкого середовища в умовах дії гравітаційних, відцентрових, архімедових силових факторів під час реалізації досліджуваного процесу.

**Виклад основного матеріалу.** За допомогою математичного середовища MathCAD та розробленої розрахункової програми будуємо кінематичні, силові та енергетичні характеристики досліджуваного процесу [6; 19; 20; 23; 25]. Серед кінематичних параметрів розглядали переміщення, швидкість та прискорення насінин досліджуваних фракцій. Як силові параметри досліджуваного процесу розглядали змушувальну силу та крутний момент, які були створені за рахунок реалізації керованого автоколивального режиму руху центральної труби розподільника. Критерієм техніко-економічної оцінки розробленого віброаспіраційного сепарування були витрати потужності в процесі.

Перед початком математичного моделювання прийняли такі припущення, що ґрунтуються на досвіді дослідження представлених процесів та обладнання для їх реалізації:

- 1) рух насінини при вході до центрального каналу осьовий прямолінійний;
- 2) сили опору діють у радіальному напрямі;
- 3) змушувальні сили фактори передаються безпосередньо до насінин, що рухаються у центральному каналі.

На рис. 1 подано розрахункову схему розробленого віброаспіраційного сепаратора [3; 4].



**Рис. 1.** Розрахункова схема віброаспіраційного сепаратора:

1 – центральна труба розподільника; 2 – вітрильний елемент; 3 – пружний елемент;

$v_n, F_n$  – швидкість та сила тиску потоку повітря;  $C_x, C_z$  – жорсткості пружних елементів у напрямку осей  $Ox$  та  $Oz$ ;  $F_x, F_z, F_y$  – складові сили  $F_n$ ;  $M_{kp}$  – крутний момент, що виникає під час обертання центральної труби розподільника;  $r_t$  – радіус центральної труби

**Fig. 1.** Calculation scheme of vibro-suction separator:  
1 – central tube of distributor; 2 – sailing element;  
3 – elastic element;  $v_n, F_n$  – velocity and force of pressure of air flow;  $C_x, C_z$  – stiffness of elastic elements in the direction of the axes  $Ox$  and  $Oz$ ;  $F_x, F_z, F_y$  – components of force  $F_n$ ;  $M_{kp}$  – torque that occurs when the central tube of the distributor is rotated;  $r_t$  – radius central tube

Швидкість руху насінини визначали:

$$\dot{x} = v_x = \frac{l_x \cdot w \cdot F_n \cdot \cos wt}{t \cdot \sqrt{2} \cdot C_x - \frac{m_H \cdot F_n}{m_T}} = \frac{l_x \cdot \sqrt{\frac{F_n}{\sqrt{2} \cdot m_T \cdot l}} \cdot F_n \cdot \sin wt}{\sqrt{2} C_x - \frac{m_H}{m_T} \cdot l}, \quad (1)$$

$$\dot{z} = v_z = \frac{l_z \cdot \sqrt{\frac{F_n}{\sqrt{2} \cdot m_T \cdot l}} \cdot F_n \cdot \sin wt}{l \cdot \sqrt{2} \cdot C_z - \frac{m_H \cdot F_n}{m_T}}, \quad (2)$$

де  $v_x, v_z$  – проекції швидкості потоку повітря  $v_n$  на осі  $Ox$  та  $Oz$ , м/с;  $F_n$  – сила тиску потоку повітря, Н;  $C_x, C_z$  – жорсткості пружних елементів у напрямках осей  $Ox$  та  $Oz$ , Н·м/рад;  $l_x, l_z$  – лінійне зміщення центрального перерізу по осях  $Ox$  та  $Oz$ , мм;  $m_T, m_H$  – маси важкої та легкої насінин, г;  $w$  – кутова швидкість розподільника, об./с;  $l$  – лінійне зміщення розподільника, мм.

Прискорення руху насінини визначали за такими формулами:

$$\ddot{x} = a_x = \frac{l_x \cdot w^2 \cdot F_n \cdot \sin wt}{\frac{m_H \cdot F_n}{m_T} - l \cdot \sqrt{2} \cdot C_x}, \quad (3)$$

$$\ddot{z} = a_z = \frac{l_z \cdot w^2 \cdot F_n \cdot \sin wt}{\frac{m_H \cdot F_n}{m_T} - l \cdot \sqrt{2} \cdot C_z}. \quad (4)$$

Визначали силиві характеристики процесу, а саме змушувальні або збуджувальні сили, таким чином:

$$F_{bx} = \frac{l_x \cdot F_n \cdot \sin wt}{\sqrt{2} \cdot l}, \quad (5)$$

$$F_{bz} = \frac{l_z \cdot F_n \cdot \sin wt}{\sqrt{2} \cdot l}, \quad (6)$$

де  $F_{bx}, F_{bz}$  – складові змушувальні сили, що створює вібрації труби, Н.

Таким чином,

$$F = \sqrt{F_{bx}^2 + F_{bz}^2}. \quad (7)$$

Визначаємо крутний момент:

$$M_{kp} = F \cdot r_T = r_T \sqrt{\left(\frac{m_T}{r_T} \cdot x^2\right) + \left(\frac{m_T}{r_T} \cdot z^2\right)} = r_T \sqrt{x^4 + z^4}. \quad (8)$$

Шлях руху досліджуваних фракцій насінин за осями  $x$  та  $y$ :

$$S = \sqrt{x^2 + y^2}. \quad (9)$$

Абсолютна швидкість у радіальній площині:

$$v = \sqrt{\left(\dot{x}\right)^2 + \left(\dot{z}\right)^2}. \quad (10)$$

Абсолютне прискорення у радіальній площині:

$$a = \sqrt{\left(\ddot{x}\right)^2 + \left(\ddot{z}\right)^2}. \quad (11)$$

Аналіз результатів розрахунку всіх досліджуваних параметрів у середовищі MathCAD (див. табл. 1 – 5) виявив, що спостерігається істотне розщеплення значень цих параметрів. Це вказує на можливості підвищення ефективності та якості проєктованого процесу віброаспіраційної сепарації; обґрунтування значень робочих та конструкторських параметрів, а також режимів обробки.

**Таблиця 1.** Шлях руху фракцій насінин, м**Table 1.** The path of movement of fractions of seeds, m

Показ- ник	Кут повороту розподільника								
	180°	210°	225°	240°	270°	300°	315°	330°	360°
$S_{s \min}$	0,00	0,48	0,68	0,83	0,96	0,83	0,68	0,48	0,00
$S_{s \max}$	0,00	29,72	42,03	51,48	59,44	51,48	42,03	29,72	0,00
$S_{v \min}$	0,00	0,34	0,48	0,59	0,68	0,59	0,48	0,34	0,00
$S_{v \max}$	0,00	19,18	27,13	33,22	38,36	33,22	27,13	19,18	0,00

**Таблиця 2.** Абсолютна швидкість руху фракцій насінин у радіальній площині, м/с**Table 2.** Absolute speed of movement of fractions of seeds in the radial plane, m/s

Показник	Кут повороту розподільника				
	270°	300°	315°	330°	360°
$v_{s \min}$	0,00	2,18	3,08	2,66	0,00
$v_{s \max}$	0,00	0,02	0,02	0,03	0,03
$v_{v \min}$	0,00	1,08	1,53	1,88	0,00
$v_{v \max}$	0,00	0,01	0,01	0,02	0,02

**Таблиця 3.** Абсолютне прискорення фракцій насінин у радіальній площині, м/с<sup>2</sup>**Table 3.** Absolute acceleration of seed fractions in the radial plane, m/s<sup>2</sup>

Показ- ник	Кут повороту розподільника								
	180°	210°	225°	240°	270°	300°	315°	330°	360°
$a_s \min$	0,00	0,9690	1,3703	1,6783	1,9379	1,6783	1,3703	0,9690	0,00
$a_s \max$	0,00	0,0077	0,0108	0,0133	0,0153	0,0133	0,0108	0,0077	0,00
$a_v \min$	0,00	0,6830	0,9660	1,1830	1,3661	1,1830	0,9660	0,6830	0,00
$a_v \max$	0,00	0,0061	0,0086	0,0105	0,0121	0,0105	0,0086	0,0061	0,00

**Таблиця 4.** Залежності змушувальної сили автоколивального руху від кута повороту центральної труби, Н**Table 4.** Dependences on the force of self-oscillating motion from the angle of rotation of the central tube, N

Показ- ник	Кут повороту розподільника								
	180°	210°	225°	240°	270°	300°	315°	330°	360°
$F_s \min$	0,00	33,3333	47,1405	57,7350	66,6667	57,7350	47,1405	33,3333	0,00
$F_s \max$	0,00	0,4167	0,5893	0,7217	0,8333	0,7217	0,5893	0,4167	0,00
$F_v \min$	0,00	16,6667	23,5702	28,8675	33,3333	28,8675	23,5702	16,6667	0,00
$F_v \max$	0,00	0,2083	0,2946	0,3608	0,4167	0,3608	0,2946	0,2083	0,00

**Таблиця 5.** Залежності крутного змушувального моменту автоколивального руху від кута повороту центральної труби, Н·м**Table 5.** Dependence of the torque moment of self-oscillating motion on the angle of rotation of the central tube, N·m

Показник	Кут повороту розподільника								
	180°	210°	225°	240°	270°	300°	315°	330°	360°
$M_{кр s \min}$	0,00	1355,29	1916,67	2347,43	2710,58	2347,43	1916,67	1355,29	0,00
$M_{кр s \max}$	0,00	16,94	23,96	29,34	33,88	29,34	23,96	16,94	0,00
$M_{кр v \min}$	0,00	677,64	958,33	1173,71	1355,29	1173,71	958,33	677,64	0,00
$M_{кр v \max}$	0,00	8,47	11,98	14,67	16,94	14,67	11,98	8,47	0,00



**Висновки.** 1. Моделювання процесу сепарування у центральній частині розподільника віброаспіраційного сепаратора виявило: розщеплення траєкторій середньої та важкої фракції насіння у межах 20...40 %; швидкості витання частинок складають відповідно 3,2...4,8 м/с та їх прискорення 1,8...3,8 м/с<sup>2</sup>, що створює необхідні умови для чіткого та якісного розділення необхідних фракцій, а також за необхідності – для їх збільшення.

2. Отримані різниці кінематичних характеристик для розділюваних фракцій дозволили обґрунтувати конструктивні параметри приймальних патрубків віброаспіраційного сепаратора: діаметр матеріалопроводу для середньої фракції рекомендовано в межах 50...70 мм, а для важкої – 90...110 мм.

3. Означені результати досягнуто за рахунок створення автоколивального режиму руху центральної труби вертикального розподільника, що забезпечує значення змушувальної сили 68...100 Н та крутного змушувального моменту 2700...4100 Нм. Це вимагає незначних додаткових енерговитрат (до 9,1...11,5 Вт) і достатньо простої конструктивної модифікації віброаспіраційного сепаратора.

#### Бібліографічний список

1. Абдуев М. М. Обґрунтування параметрів сепаратора з нахиленим повітряним каналом для розділення зернових сумішей: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.11. Харків, 2007. 21 с.
2. Адамчук В. В. Механіко-технологічні і технічні основи підвищення ефективності внесення твердих мінеральних добрив та хіммеліорантів: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 01.06.06. Київ, 2006. 40 с.
3. Аеродинамічний сепаратор для насіння: пат. 86300 Україна. № 86300; заявл. 21.06.2013; опубл. 25.12.2013, Бюл. № 24. С. 4.
4. Аеродинамічний сепаратор для насіння: пат. 102657 Україна. № 102657; заявл. 19.05.2015; опубл. 10.11.2015, Бюл. №21. С. 4.
5. Богданов Є. В., Кюрчев С. В. Теоретичне дослідження явища резонансу дебалансного вібраційного дозатора сипких матеріалів. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. 2010. Вип. 10, т. 6. С. 65–69.
6. Бурдо О. Г., Калинин Л. Г. Прикладное моделирование процессов переноса в технологических системах. Одесса, 2008. 348 с.
7. Василенко П. М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин. Киев: УСХА, 1960. 263 с.
8. Гладков Н. Г. Зерноочистительные машины. Конструкция, расчет, проектирование и эксплуатация. Москва: Машгиз, 1961. 368 с.
9. Горячкин В. П. Собрание сочинений. Москва, 1965. Т. 3. 384 с.
10. Завгородний А. И., Синяева О. В. Движения шара в воздушном потоке между вибрирующими плоскостями. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2012. № 3(67). С. 20–27.
11. Заїка П. М. Теорія сільськогосподарських машин. Зернозбиральні машини. Харків, 2004. Т. 2, ч. 2, кн. 2. 404 с.
12. Котов В. В. Определение скорости движения зерна в воздушном потоке. *Технологии и средства механизации полеводства*. Зерноград, 2002. С. 137–140.
13. Кюрчев С. В. Методика дослідження впливу вологості насіння соняшника на раціональну швидкість повітряного потоку в пневмогравітаційному сепараторі. *Техніка та енергетика*. Київ, 2018. Т. 9, № 2. С. 139–141.
14. Кюрчев С. В., Колодій А. С. Методика исследования рациональной величины скорости воздушного потока в аспирационном канале. *Актуальные проблемы научно-технического прогресса в АПК*: сб. науч. ст. по материалам VIII Междунар. науч.-практ. конф. в рамках XX международной агропромышленной выставки «Агроуниверсал – 2013» (20–22 марта 2013 г., г. Ставрополь). Ставрополь, 2013. С. 36–38.
15. Кюрчев С. В., Колодій А. С. Результаты исследования разработанного сепаратора семени с вертикальным аспирационным каналом. *Motrol. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*. 2014. Vol. 16, № 2. P. 322–329.
16. Кюрчев С. В., Колодій О. С. Аналіз методів збільшення врожайності сільськогосподарських культур та вимоги до сепаруемого матеріалу. *Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету*. Серія: Технічні науки. Вінниця, 2012. Вип. 11 (2). С. 322–327.
17. Кюрчев С. В., Колодій О. С. Багатокритеріальний аналіз існуючих сепараторів насіння із різним робочим знаряддям. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка*. Серія: Технічні науки. Харків, 2015. Вип. 156, т. 1. С. 86–92.
18. Кюрчев С. В., Колодій О. С. Методика дослідження раціонального діаметра патрубка постачання насіння в середині вертикального аспіраційного каналу. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь, 2013. Вип. 13, т. 3. С. 146–150.
19. Кюрчев С. В., Колодій О. С. Результаты дослідження раціональних розмірів вертикального аспіраційного каналу сепаратора насіння сільськогосподарських культур. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка*. Серія: Технічні науки. Харків, 2014. Вип. 148. С. 56–63.
20. Обладнання складів. Зберігання зерна і зернопродуктів: навч. посіб. / В. Ф. Ялпачик та ін. Мелітополь: Видавничий будинок Мелітопольської міської друкарні, 2018. 293 с.
21. Пневмогравітаційний сепаратор для насіння: пат. 119052 Україна. № 119052; заявл. 20.03.2017; опубл. 11.09.2017, Бюл. № 17. С. 4.

22. Технологічні властивості сировини: навч. посібник / О. П. Прісс, С. В. Кюрчев, В. Ф. Жукова, Н. А. Гапрідашвілі. Мелітополь, Херсон, 2014. 224 с.

23. Тищенко Л. Н., Пивень М. В. Исследование внутрислоевого движения частиц зерновой смеси при виброцентробежном сепарировании. *Вибрационные машины и технологии: сборник научных трудов Курского государственного технического университета*. Курск, 2003. С. 150–156.

24. Тищенко Л. Н., Пивень М. В. К исследованию динамики зернового потока на наклонном решете. *Підвищення надійності відновлюємих деталей*

*машин. Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства*. Харків, 2001. Вип. 8, т. 1. С. 198–205.

25. Тищенко Л. Н. К нелинейной двухпоточковой теории виброцентробежной сепарации зерновых смесей. *Вибрации в технике и технологиях*. 2003. № 6(32). С. 13–17.

26. Scientific achievements in environmental and life science Polish Ukrainian cooperation. Scientific monograph: collective monograph / L. Zbaravska, O. Chaikowska, O. Ovcharuk, S. Kiurchev. Kraków, 2018. Vol. 2. 141 p.

**Паламарчук І., Кюрчев С., Верхоланцева В., Колодій О.**

### **МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ВІБРОАСПРАЦІЙНОГО СЕПАРУВАННЯ НАСІННЄВОГО МАТЕРІАЛУ**

У розробленій системі для фракціонування насіння соняшнику створюється автоколивальний рух за рахунок двох груп сил, що опозитно діють на центральну трубу сепаратора: змушувальних силових факторів та опорів, які виникають при розтяганні та стисканні пружних елементів. Як результат такої взаємодії збільшується рушійна сила процесу розділення внаслідок збільшення відцентрової сили при виникненні крутіння центральної труби розподільника, а також поліпшуються умови розщеплення потоку насінин на фракції.

Розроблена конструкція відзначається простотою виконання та мінімальними витратами на модернізацію. Як показали теоретичні дослідження, усі основні кінематичні та енергетичні характеристики динаміки руху часток окремих фракцій дають чітке розщеплення за числовими значеннями, що створює потенційну можливість підвищення якості процесу фракціонування та відповідно поліпшення схожості насіння й урожайності соняшнику.

За результатами математичного моделювання розщеплення траєкторій середньої та важкої фракцій виявилось у межах 20...40 %, що дозволило обґрунтувати конструктивні параметри приймальних бункерів для важкої та середньої фракцій.

Результати моделювання були отримані за рахунок математичного аналізу складених залежностей для траєкторії окремих часток насіння, швидкості їх витання у повітряному потоці, активних та реактивних сил, що діють у системі, та енергетичних показників, які були інтерпретовані в аналітичній та графічній формах.

**Ключові слова:** фракціонування, насіннєвий матеріал, фракція, центральна труба, автоколивальний рух, швидкість витання, змушувальні сили.

**Palamarchuk I., Kiurchev S., Verkholtantseva V., Kolodii O.**

### **MATHEMATICAL MODELING OF VYROASPIRATION SEPARATION OF SEED MATERIAL**

In the developed system for the fractionation of sunflower seeds, self-oscillating motion is created at the expense of two groups of forces acting optically on the central separator pipe: the force-inducing forces and resistances that arise during the stretching and compression of the elastic elements. As a result of such interaction, the driving force of the separation process increases as a result of increasing the value of the centrifugal force in the event of the torsion of the central tube of the distributor; the conditions for splitting the seed flow into the fraction are improved.

The designed design is marked by the ease of execution and the minimal cost of upgrading. As theoretical studies have shown, all the main kinematic and energy characteristics of the dynamics of the particles of individual fractions give a clear split in numerical quantities, which creates a potential opportunity to improve the quality of the fractionation process and, accordingly, improve the similarity of the seeds and yield of sunflower.

According to the results of mathematical modeling, the splitting of trajectories of medium and heavy fractions was found to be within the range of 20...40 %, which allowed to substantiate the design parameters of receiving bunkers for heavy and average fractions.

The results of mathematical modeling were obtained by mathematical analysis of the composite dependences for the trajectory of individual seeds particles, their velocity in the air flow, active and reactive forces operating in the system and energy indices, which were interpreted in analytical and graphical terms.

**Key words:** fractionation, seed material, fraction, central tube, autoclaving motion, acceleration velocity, force forces.

*Стаття надійшла 28.11.2018*

**ІНФОРМАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА СИСТЕМИ.  
УПРАВЛІННЯ ПРОЕКТАМИ ТА ПРОГРАМАМИ В АГРОІНЖЕНЕРІЇ**

---

УДК 005: 631

**ІДЕНТИФІКАЦІЯ РИЗИКІВ ЦІННОСТІ ПРОЕКТІВ СТВОРЕННЯ  
КООПЕРАТИВІВ КОРМОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ СІМЕЙНИХ МОЛОЧНИХ ФЕРМ**

**Анатолій Тригуба, д. т. н., Оксана Фтома, Інна Тригуба, к. с.-г. н.,**

**Леонід Сидорчук, к. т. н., Олег Боярчук**

*Львівський національний аграрний університет,*

*вул. Володимира Великого, 1, м. Дубляни, Жовківський р-н, Львівська обл., Україна,*

*e-mail: trianamik@gmail.com, boyarchuko@ukr.net, trinle@ukr.net, leonid42@ukr.net*

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2018.01.177>

**Постановка проблеми.** На сьогодні в Україні залишається невирішеною проблема продовольчої безпеки держави. Зі вступом нашої держави до Світової організації торгівлі ця проблема ще більше загострилася, оскільки більшість виробленого молока-сировини не відповідає вимогам законодавства ЄС [5; 18]. У структурі виробників молока-сировини понад 80 % займають господарства населення, які не можуть забезпечити його якість [8; 9].

Посилення вимог ЄС та нашої держави до якості молока-сировини спонукає господарства населення, які виробляють молоко-сировину, об'єднуватися завдяки реалізації проектів створення сімейних молочних ферм (СМФ). Реалізація таких проектів дає змогу забезпечити СМФ (family dairy farm – FDF) усіма необхідними ресурсами (виробничі приміщення, машини та обладнання, виконавці тощо), що значно підвищує якість виробленого молока-сировини, а відповідно й їх цінність. Для цього держава прийняла низку нормативно-законодавчих документів та розробила програми, які сприяють такому укрупненню виробників молока [7; 8; 10; 11].

Водночас нерозв'язаними залишаються науково-прикладні задачі щодо створення систем кормозабезпечення СМФ завдяки реалізації відповідних проектів, що також значною мірою впливає як на якість виробленого молока-сировини, так і на цінність створення СМФ [12; 13]. При цьому для розвитку окремих територіальних громад попри реалізацію проектів створення СМФ слід реалізовувати проекти створення кооперативів із кормозабезпечення (КК) (forage feed cooperative – FFC) цих ферм.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.**

Виконаний аналіз чинних науково-методичних засад, методів та моделей управління проектами у різних прикладних сферах, зокрема в молочному тваринництві, свідчить про те, що ними не враховується потреба оцінення ризику цінності зацікавлених сторін. Це значною мірою впливає на результативність проектів створення СМФ та КК [1; 6; 8–11].

Водночас розроблена методологія Р2М [9–12], яка стосується управління проектами та програмами розвитку організацій, хоча й розглядає проект як засіб створення цінності, однак її повною мірою не можна використати для управління проектами створення СМФ та КК. Проекти створення СМФ та КК відрізняються від інших видів проектів як особливостями формування цінностей, так і їх мінливим проектним середовищем, що зумовлює їх ризик. Іншими словами, для управління проектами створення СМФ та КК слід розробляти науково-методичні засади, методи, моделі й алгоритми, які враховуватимуть взаємозв'язки між складовими цінності та особливості їх формування. Цим цінностям притаманний ризик, що зумовлюється мінливістю проектного середовища. Отже, існує потреба обґрунтування особливостей ідентифікації ризиків цінності зазначених проектів.

**Постановка завдання.** Мета досліджень – обґрунтувати особливості ідентифікації ризиків цінності проектів створення КК сімейних молочних ферм.

Для досягнення поставленої мети необхідно виконати такі завдання:

- розробити схему взаємозв'язків між складовими цінностей проектів створення СМФ та кооперативів із забезпечення їх кормами;
- обґрунтувати належність складових цінностей до зацікавлених сторін проектів створення КК сімейних молочних ферм;
- виконати класифікацію чинників ризиків цінності проектів створення КК сімейних молочних ферм та означити їх складові.

**Виклад основного матеріалу.** Під цінністю проектів створення КК розуміють вигоди, які отримують зацікавлені сторони (стейкхолдери) від отриманого продукту [3].

Формування цінностей проектів створення КК відбувається системно з формуванням цінностей проектів створення СМФ. При цьому основою створення зазначених цінностей є вигоди для стейкхолдерів зазначених проектів. Для означення цінності від реалізації КК насамперед означимо складові цих проектів та їх взаємозв'язки з проектами створення СМФ і проектним середовищем.

Проект створення КК – це унікальні та тимчасові дії, що виконуються за обмежених ресурсів та скеровані на створення цінності продукту (організації кормозабезпечення сімейних молочних ферм) в умовах мінливого проектного середовища, що зумовлює ризик.

Продукт проекту створення КК – це організація, яка забезпечує виробництво та постачання кормів для СМФ.

Проект створення СМФ – це унікальні та тимчасові дії, що виконуються за обмежених ресурсів та скеровані на створення цінності продукту (сімейних молочних ферм) в умовах мінливого проектного середовища, що зумовлює ризик.

Продукт проекту створення СМФ (*FDF*) – це СМФ (*FDF*), яка забезпечує виробництво якісного молока-сировини.

Усі проекти створення КК можна класифікувати за трьома ознаками: масштабами; інвестиціями; функціонально-технологічними особливостями продукту. За масштабами проекти створення КК поділяють на громадські (на рівні окремих територіальних громад) та територіальні (на рівні окремих адміністративних районів). За залученням інвестицій проекти створення КК поділяють на ті, що потребують залучення інвестицій із бюджетів окремих територій і держави, бізнесових структур та членських внесків СМФ. За функціонально-технологічними особливостями продукту проекти створення КК поділяють на такі, що забезпечують: виробництво

та заготівлю кормів, виробництво, заготівлю та зберігання кормів; виробництво, заготівлю, зберігання та доставку кормів до окремих СМФ.

Проектне середовище проектів створення КК містить зовнішню та внутрішню складові, які мають мінливі речові, енергетичні та інформаційні зв'язки і є основою формування ризику цінностей цих проектів. Зовнішнє проектне середовище – це оточення проектів створення КК, яке через аналогічні мінливі зв'язки впливає на його реалізацію. Внутрішнє проектне середовище охоплює окремі складові (елементи), які також мають мінливі речові, енергетичні та інформаційні зв'язки. Виділення зовнішньої та внутрішньої складових проектного середовища проектів створення КК є умовним, оскільки залежно від рівня розгляду цих проектів окремі з них можуть переходити із зовнішньої у внутрішню складову і навпаки. Окрім того, окремі складові проектів створення КК одночасно можуть брати участь у реалізації декількох проектів одного рівня розгляду (технічне забезпечення, команда проекту тощо) [13–16].

Зазначені проекти та їх складові взаємопов'язані різними зв'язками. Зокрема, виділяються чотири види зв'язків, які відображають: 1) надходження інформації (телекомунікаційні зв'язки); 2) постачання ресурсів (ресурсні зв'язки); 3) вплив проектного середовища (інформаційні зв'язки); 4) управлінські рішення (управлінські інформаційні зв'язки) [4; 17–22].

Найбільше зв'язків спостерігається в офісі управління проектами створення СМФ та КК. Вони пов'язані інформаційними зв'язками з кожною зі складових проектів створення СМФ та КК. Інформація про їх стан передається до офісу управління проектами, де вона за допомогою наявних ресурсів (проектні менеджери, офісна комп'ютерна техніка, управлінський інструментарій тощо) переробляється і на її підставі приймають управлінські рішення щодо особливостей реалізації проектів створення СМФ та КК. Стосовно ресурсних зв'язків, то кожна зі складових цих проектів потребує використання різних видів ресурсів. Зокрема, для реалізації проектів створення СМФ та КК потрібні матеріальні, технічні, людські, природні (поля під кормові культури) та фінансові ресурси.

Зміною зазначених зв'язків (обсягів, термінів, своєчасності тощо) можна домогтися створення максимальної цінності від реалізації проектів за заданого проектного середовища. При цьому проектне середовище є мінливим, що зумовлює ризик цінності проектів створення СМФ та КК. Проекти КК є похідними стосовно проектів

створення СМФ, але без реалізації перших неможливо досягти максимальної цінності від реалізації других.

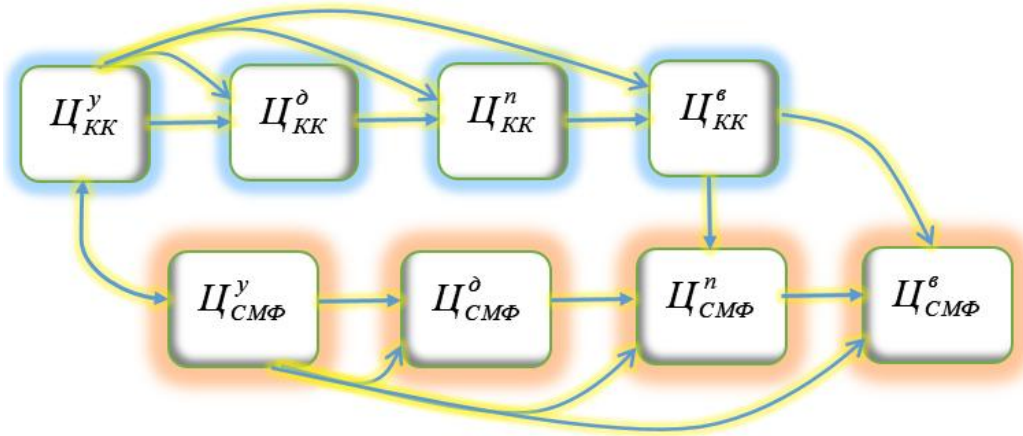
Означимо складові цінності системної реалізації проектів створення СМФ та КК. Зокрема, в їх основі лежить цінність прийняття управлінських рішень, яка отримується завдяки тимчасовому функціонуванню офісу управління цими проектами. Вона має дві складові – цінність  $\Pi_{СМФ}^y (V_{FDF}^M)$  управлінських рішень щодо особливостей реалізації проектів створення СМФ та цінність  $\Pi_{КК}^y (V_{FDF}^M)$  управлінських рішень щодо особливостей реалізації проектів створення КК. Похідними цих цінностей є цінності дій  $\Pi_{СМФ}^o (V_{FDF}^A)$  і  $\Pi_{КК}^o (V_{FFC}^A)$ , які виконуються в кожному зі зазначених проектів, що, своєю чергою, зумовлюють цінності продуктів відповідних проектів –  $\Pi_{СМФ}^n (V_{FDF}^P)$ ,  $\Pi_{КК}^n (V_{FFC}^P)$ .

Завдяки продуктам проектів створення СМФ та КК отримують цінності їх використання за призначенням – відповідно  $\Pi_{СМФ}^e (V_{FDF}^U)$  і  $\Pi_{КК}^e (V_{FFC}^U)$ . Водночас цінність  $\Pi_{КК}^e (V_{FFC}^U)$  значною мірою впливає на множину цінностей  $\Pi_{СМФ}^e (V_{FDF}^U)$ . Кінцевими цінностями у зазначених проек-

тах є цінності  $\Pi_{СМФ}^e (V_{FDF}^U)$ , що створюються завдяки функціонуванню продуктів проектів створення СМФ, вони стосуються отриманого молока-сировини заданих обсягів та якості. Взаємозв'язки між зазначеними цінностями проектів створення СМФ і КК та їх продуктів можна описати ланцюгом, що зображений на рис. 1.

Стосовно проектів створення СМФ та КК, то цінності  $\Pi_{СМФ}^y (V_{FDF}^M)$  та  $\Pi_{КК}^y (V_{FFC}^M)$  управлінських рішень зумовлюють усі інші складові цінностей у межах ланцюгів їх формування в цих проектах. Усі інші цінності послідовно взаємопов'язані, лише цінність використання продукту проекту створення КК (виробництво кормів для СМФ) має вплив на цінність продуктів проектів створення множини СМФ на території громади та їх використання за призначенням (операційна діяльність).

Кожна з означених складових цінностей (рис. 2) характеризується своїми вигодами відносно зацікавлених сторін. Зацікавленими сторонами проектів створення КК є держава, громада, бізнесові структури, виконавці, проектні менеджери. Відносно кожної із зацікавлених сторін нами сформульовано належність складових цінностей до них та їх ризик (див. табл.).



**Рис. 1.** Схема взаємозв'язків між складовими цінностей проектів створення СМФ та КК:

$\Pi_{СМФ}^y, \Pi_{КК}^y$  – відповідно цінність управлінських рішень щодо реалізації проектів створення СМФ та КК;  
 $\Pi_{СМФ}^o, \Pi_{КК}^o$  – відповідно цінність дій у проектах створення СМФ та КК;  $\Pi_{СМФ}^n, \Pi_{КК}^n$  – відповідно цінність продукту проектів створення СМФ та КК;  $\Pi_{СМФ}^e, \Pi_{КК}^e$  – відповідно цінність використання продуктів проектів створення СМФ та КК

**Fig. 1.** Interconnections scheme between the values components of the FDF and FFC creation:

$V_{FDF}^M, V_{FFC}^M$  – accordingly the managerial decisions value regarding the project implementation of the FDF and the FFC creation;  $V_{FDF}^A, V_{FFC}^A$  – accordingly the actions value in the projects of the FDF and the FFC creation;  
 $V_{FDF}^P, V_{FFC}^P$  – accordingly the product value of the FDF and the FFC creation;  $V_{FDF}^U, V_{FFC}^U$  – the values of using the products of the FDF and FFC projects respectively

**Таблиця.** Належність цінностей до зацікавлених сторін проєктів створення КК та показники їх ризику  
**Table.** The values ownership to stakeholders of the КК creation and their risk indicators

Зацікавлена сторона	Складові ризиків цінностей			
	$C_{KK}^y (V_{FFC}^M)$	$C_{KK}^o (V_{FFC}^A)$	$C_{KK}^n (V_{FFC}^P)$	$C_{KK}^e (V_{FFC}^U)$
Держава	Нормативно-правова база	Ринкові умови	Державна підтримка	Ціна кормів
Громада	Обсяг виділених земельних ресурсів	Вимоги громади	Соціальні гарантії	Збереженість природних ресурсів. Податки.
СМФ	Базова конфігурація СМФ	Зміна конфігурації СМФ	Відповідність потребам	Обсяг, якість і вартість кормів
Бізнесові структури	Обсяг інвестицій	Етапи та обсяг фінансування	Відповідність вимогам	Прибуток
Підрядники	Відповідність виконуваним роботам	Своєчасність, якість та вартість виконання робіт	Якість виконаних робіт	–
Проектні менеджери	Якість прийняття управлінських рішень	Узгодженість ресурсів із конфігурацією, змістом та часом виконання дій	Результативність проєкту	–

Кожна із зацікавлених сторін хоче отримати свої цінності від реалізації проєктів створення КК, які переважно є різноспрямованими. Без втручання єдиного проєктного офісу реалізації проєктів створення СМФ та КК неможливо отримати задекларованого їх продукту – створення СМФ та КК із максимальною цінністю для кожної із зацікавлених сторін. Офіс управління проєктами забезпечує регулятивний вплив на формування системних цінностей для зацікавлених сторін.

Окрім того, держава забезпечує узгодження інтересів зацікавлених сторін проєктів створення СМФ та КК завдяки створенню нормативно-законодавчих актів, які регламентують їхню діяльність, та застосуванню для них мотиваційних важелів, що значною мірою впливає на ризик реалізації зазначених проєктів.

Управління ризиками кожної з означених цінностей проєктів створення СМФ та КК потребує врахування своїх особливостей. Для цього слід розробити алгоритм їх оцінювання та обґрунтування реакцій на них. В основі зазначеного алгоритму лежать закономірності формування цінностей. Ризик цінностей, які стосуються зацікавлених сторін одного рівня, системно впливає на ризик цінностей для зацікавлених сторін проєктів інших рівнів.

Окрім того, в основі оцінювання ризиків цінностей проєктів створення КК лежить конфігурація їх продукту та проєктного середовища.

Конфігурація продуктів зазначених проєктів характеризується їх видом (виробничий кооператив, який створюється бізнесовими структурами для отримання прибутку, або обслуговуючий кооператив, який створюється за пайової частки ресурсів СМФ) та оснащенням (приміщення, техніко-технологічне забезпечення тощо), що впливають на структуру цінностей зацікавлених сторін. Відповідно вони впливають на види ризиків цінностей та особливості управління.

Конфігурація проєктного середовища проєктів створення КК, яка має дві складові (внутрішню та зовнішню), зумовлює як види ризиків цінностей, особливості їх впливу на зазначені проєкти, так і кількісне їх значення.

Обґрунтування концептуального плану проєктів створення КК неможливе без врахування ризику цінності. Для цього слід виконувати такі управлінські операції, як чинниковий аналіз систем-продуктів для означення суперечностей у них та визначення проблем функціонування цих систем. Для виконання цих операцій здійснюється системно-чинниковий аналіз, який дає змогу розробити модель ідентифікації ризику цінності проєктів створення КК. Вона лежить в основі кількісного визначення ризику цінності, яку отримують зацікавлені сторони зазначених проєктів.

Системно-чинникові моделі ідентифікації ризиків дають можливість виявити ланцюги формування ризику цінності для кожної із зацікав-

лених сторін проектів створення КК. При цьому для кожної із зацікавлених сторін цінність оцінюється низкою своїх показників, кількісне значення яких залежить від множини та рівня впливу чинників. Встановлення причинно-наслідкових зв'язків між чинниками цінності проектів створення КК та оцінення їх кількісного значення відбувається за різної конфігурації продукту, що лежить в основі системно-чинникових моделей. Відмінність системно-чинникових моделей від системних полягає в тому, що системні моделі відображають причинно-наслідкові зв'язки між зовнішніми впливами, параметрами та показниками функціонування систем, а системно-чинникові моделі забезпечують розкриття цих зв'язків у чинниковій формі [15]. Системно-чинникові моделі є більш детальними порівняно зі системними та забезпечують аналіз систем на чинниковому рівні для ідентифікації їх ризику.

На цінність продуктів проектів створення КК впливає низка чинників, які у неявному вигляді можна записати виразом

$$Ц = f(C, Tл, Tн, П, В, К, Ом, У, І, Яс, Мр, Ер, Зн, Р, Фе), \quad (1)$$

де  $C, П, В, К$  – відповідно соціальна, предметна, виробнича та природно-кліматична групи чинників;  $Tл, Tн, Ом$  – відповідно технологічна, технічна та організаційно-масштабна групи чинників;  $У, І, Яс$  – відповідно управлінська, інформаційна та стандартно-якісна групи чинників;  $Мр, Ер$  – відповідно матеріально-ресурсна та енергетично-ресурсна групи чинників;  $Зн, Р, Фе$  – відповідно законодавчо-правова, ринкова та фінансово-економічна групи чинників.

Соціальна ( $C$ ) група чинників характеризує ставлення виконавців до виконання доручених їм робіт. Вона зумовлює за фіксованих інших груп чинників продуктивність та оплату праці, рівень її охорони, культуру виробництва тощо. Предметна ( $П$ ) група чинників відображає в моделі виробничу номенклатуру кормів та характеризує предмети праці (поля з кормовими культурами тощо). Виробнича ( $В$ ) група характеризує територіальне розташування кооперативів відносно СМФ, виробничі умови, в яких вони функціонують, тощо. Природно-кліматична ( $К$ ) група чинників характеризує наявність природних ресурсів для виробництва кормів і кліматичні умови. Технологічна ( $Tл$ ) та технічна ( $Tн$ ) групи чинників відображають відповідно технології виробництва кормів і технічні засоби, які використовують для цього. Організаційно-масштабна ( $Ом$ ) група чинників характеризує масштаби продукту

проекту створення КК, календарні режими виконання робіт, сезонність виробництва кормів тощо. Управлінська ( $У$ ) та інформаційна ( $І$ ) групи чинників відображають систему управління, наявність та періодичність надходження інформації щодо ринку кормів, ресурсів, технологій, техніки та особливостей функціонування продукту проекту створення КК. Стандартно-якісна ( $Яс$ ) група чинників відображає наявні стандарти щодо кваліфікації виконавців, якості техніки, матеріалів та ресурсів, а також своєчасності виконання робіт. Матеріально-ресурсна ( $Мр$ ) та енергетично-ресурсна ( $Ер$ ) групи чинників характеризують відповідно матеріальні та енергетичні ресурси, які витрачаються для забезпечення функціонування продукту проекту створення КК. Законодавчо-правова ( $Зн$ ) група чинників характеризує наявну законодавчо-нормативну базу, яка регулює діяльність КК. Ринкова ( $Р$ ) група чинників характеризує попит на корми, їх ринкову вартість. Фінансово-економічна ( $Фе$ ) група чинників відображає фінансовий стан КК, особливості фінансування проектів створення КК, кредитні можливості тощо.

Усі перелічені групи чинників цінності проектів створення КК можна класифікувати за трьома ознаками: наявністю ризику та невизначеності, керованістю, яка зумовлює можливість впливу на ризик, та належністю до продуктів цих проектів. Стосовно наявності ризику та невизначеності, то до них належать окремі чинники, які мають мінливий характер. За керованістю вони поділяються на керовані (існує можливість зміни рівня ризику), частково-керовані (існує можливість зміни рівня ризику в певних межах) та некеровані (змінити рівень ризику неможливо). Керованість окремих груп чинників цінності проектів створення КК є однією з найважливіших підстав для управління ризиками в цих проектах завдяки обґрунтуванню реакцій на ризику.

За належністю до проектів створення КК чинники їх цінності поділяються на внутрішні, міжсистемні та зовнішні (рис. 2).

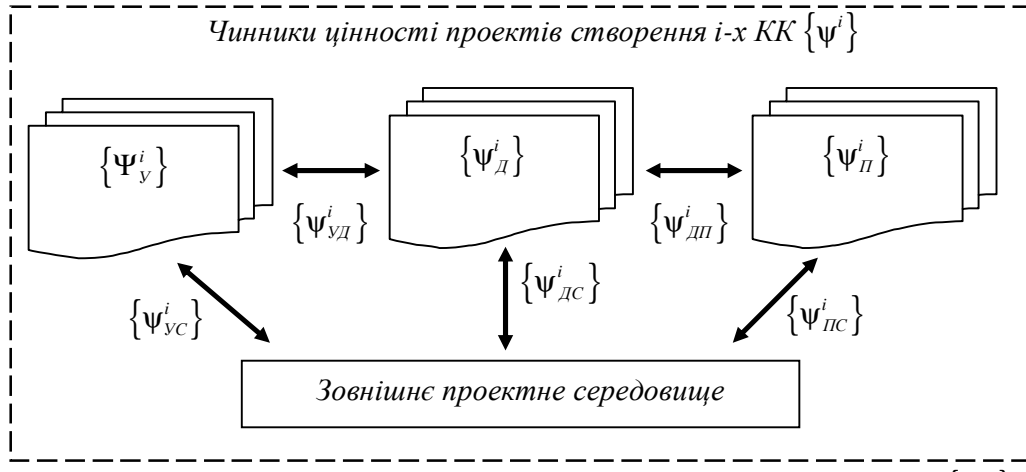
До внутрішніх чинників цінності проектів створення КК належать ті, які стосуються окремих підсистем, а саме: 1) управління  $\{\Psi_B\}$ ; 2) дій  $\{\Psi_3\}$ ; 3) продукту  $\{\Psi_{II}\}$ .

До міжсистемних чинників належать ті, які стосуються двох підсистем – управління та дій щодо формування продукту  $\{\Psi_{VD}\}$ , дій щодо формування продукту та його використання (функціонування кооперативів із кормозабез-



печення)  $\{\Psi_{ДП}^i\}$ . Зовнішні чинники цінності проектів створення КК характеризують вплив зовнішнього проектного середовища на функціонування

підсистем управління  $\{\Psi_{УС}^i\}$ , дій щодо формування продукту  $\{\Psi_{ДС}^i\}$  та використання продукту  $\{\Psi_{ПС}^i\}$  (функціонування) КК.



**Рис. 2.** Належність чинників цінності до складових проектів створення КК:  $\{\Psi_V^i\}$ ,  $\{\Psi_D^i\}$ ,  $\{\Psi_P^i\}$  – відповідно множина внутрішніх чинників цінності підсистем управління, дій щодо формування продукту та його використання (функціонування) КК;  $\{\Psi_{VD}^i\}$ ,  $\{\Psi_{DP}^i\}$  – відповідно множина міжсистемних чинників цінності управління та дій (робіт щодо формування продукту), дій та використання продукту за призначенням;  $\{\Psi_{УС}^i\}$ ,  $\{\Psi_{ДС}^i\}$ ,  $\{\Psi_{ПС}^i\}$  – відповідно множини зовнішніх чинників підсистем управління, дій та використання продукту за призначенням

**Fig. 2.** The affiliation of value factors to the constituent projects of the creation of a cooperative:  $\{\Psi_V^i\}$ ,  $\{\Psi_D^i\}$ ,  $\{\Psi_P^i\}$  – in accordance with the value internal factors of the control subsystems, actions of the product formation and its use (functioning) *FFC*;  $\{\Psi_{VD}^i\}$ ,  $\{\Psi_{DP}^i\}$  – in accordance with the inter-system factors of the management value and actions (work of the product formation), actions and the product use for its intended purpose;  $\{\Psi_{УС}^i\}$ ,  $\{\Psi_{ДС}^i\}$ ,  $\{\Psi_{ПС}^i\}$  – in accordance with the set of external factors of control subsystems, subsystems of actions and subsystems for the use of the product by purpose

Формування цінності проектів створення КК відбувається поетапно завдяки дії низки чинників у кожній з означених підсистем (див. рис. 2). Запропонований системний підхід до ідентифікації ризиків цінності проектів створення КК дав змогу окреслити складові їх підсистем. Запропонована чинникова модель забезпечує деталізацію цих підсистем на чинниковому рівні, що потрібно для ідентифікації ризиків цінності. Окрім того, ця модель лежить в основі розроблення концептуального плану та означення мінливих показників, які впливають на їх цінність.

Зокрема, однією з основних складових ризику цінності проектів створення КК є ризик

якості вироблених кормів. Його кількісного оцінення та обґрунтування реакцій досягають одночасною зміною технологічної, технічної, соціальної, якісно-стандартної (своєчасності виконання робіт) та організаційно-масштабної груп чинників ризику цінності проектів створення КК. Використання системно-чинникового підходу до визначення ризику цінності проектів створення КК дає можливість здійснити узгодження між собою перелічених груп чинників. На підставі цього узгодження здійснюється зміна кількісного значення їх показників та відповідно ризику.

Розглядаючи кожну групу чинників ризику цінності проектів створення КК як часткові скла-

дові ризику, можна зауважити, що управлінські ризики є центральними. Її характеризують мінливості та невизначеності щодо: 1) вчасності та правильності прийняття управлінських рішень; 2) обсягів та сезонності виробництва кормів; 3) календарних режимів виконання робіт; 4) використання ресурсного потенціалу тощо.

Організаційно-масштабні ризики цінності проектів створення КК стосуються забезпечення обслуговування такої кількості СМФ із мінливим поголів'ям корів і мінливою продуктивністю, відповідно виробництва кормів у такому обсязі, що відповідатиме попиту на нього та наявним ресурсам.

Предметні ризики цінності проектів створення КК полягають у створенні КК, який матиме таку кількість полів та пасовищ, із урахуванням їх площ, ґрунтів та їхньої родючості, що забезпечать виробництво кормів для СМФ у заданому обсязі та регламентованої якості.

Технічні ризики цінності проектів створення КК стосуються технічного оснащення КК для виробництва кормів та ефективного їх використання. Технологічні ризики цінності проектів створення КК полягають у підборі та використанні інноваційних технологій виробництва кормів тощо. Соціальні ризики цінності проектів КК стосуються виконавців, відповідності їх кваліфікації, належного ставлення як до ресурсів, так і до виконання робіт чи управлінських процесів тощо.

Природно-кліматичні ризики стосуються мінливого впливу природного потенціалу та кліматичних умов на цінність проектів створення КК, зокрема врахування мінливих кліматичних умов регіону, які є підставою для визначення особливостей виконання робіт щодо формування продукту та його конфігурації, обсягів залучених виробничо-технічних ресурсів та бюджету проектів тощо. Фінансово-економічні ризики стосуються забезпечення створення КК коштами інвесторів, доступом до кредитів, ефективного їх використання і вчасного повернення тощо.

Матеріально-ресурсні та енергетично-ресурсні ризики цінності проектів створення КК полягають в обґрунтуванні мінливої потреби, своєчасності та повного обсягу забезпечення виконання робіт у проектах витратними матеріалами, електричною енергією, пально-мастильними матеріалами тощо. Інформаційні ризики цінності проектів створення КК стосуються забезпечення доступу та вчасності отримання командою

проектів інформації щодо наявності на ринку технологій, техніки, ресурсів, особливостей функціонування їх продукту тощо. Законодавчо-правові ризики цінності проектів створення КК зумовлюють вплив існуючого правового поля на доступність ресурсів та стимулювання учасників проектів до успішного їх виконання тощо.

Ринкові ризики цінності проектів створення КК полягають в адаптуванні продуктів проектів створення КК до умов ринкової економіки з урахуванням мінливості попиту на корми та цін на них.

Кожна з часткових груп ризику цінності характеризується певною множиною показників, які мають внутрішні (всередині певної групи ризиків) та зовнішні (між окремими групами ризику) причинно-наслідкові зв'язки. Їх наявність є головною причиною, що зумовлює потребу системного дослідження та кількісного оцінення ризиків цінності проектів створення КК за допомогою моделювання [2]. Із цією метою для кожної групи ризиків окреслюють чинники, які їх зумовлюють.

Наявність цих ризиків зумовлює невизначеність та прийняття помилкових рішень стосовно реалізації проектів створення КК та формування їх цінності. Щоб позбутися зазначених ризиків або ж їх врахувати, слід розробляти та вдосконалювати інструментарій для планування проектів створення КК з урахуванням ризиків, який базується на моделюванні їх появи. Це допоможе виконати правильну оцінку ризиків та обґрунтувати ефективні протиризикові заходи, що забезпечить зростання цінності проектів створення КК.

Для планування проектів створення КК на території окремих громад необхідно розробити методи та моделі, які враховуватимуть як мінливі особливості їх реалізації, так і мінливі характеристики проектного середовища, що зумовлюють структуру цінностей цих проектів та наявність їх ризику. Отже, зазначені мінливі складові значною мірою впливають як на якість прийняття управлінських рішень щодо розробки планів проектів створення КК, так і на їх результативність. Для ідентифікації ризиків цінності проектів створення КК слід використовувати запропоновану системно-чинникову модель, яка дає змогу виявити ланцюги формування ризику цінності для кожної із зацікавлених сторін зазначених проектів.

**Висновки.** 1. На підставі виконаного аналізу взаємозв'язків між проектами створення сімейних

молочних ферм та кооперативів з їх кормозабезпечення обґрунтовано структурну схему формування їх цінностей. Це дало змогу встановити, що проекти створення кооперативів із забезпечення кормами сімейних молочних ферм є похідними відносно проектів створення цих ферм, але без реалізації перших неможливо досягти максимальної системної їх цінності.

2. Обґрунтована схема взаємозв'язків між складовими цінностей проектів створення сімейних молочних ферм та кооперативів із забезпечення їх кормами свідчить про те, що між ними існують причинно-наслідкові зв'язки (ресурсні, інформаційні тощо), а зміною зазначених зв'язків (обсягів, термінів, своєчасності тощо) можна домогтися створення максимальної цінності від реалізації зазначених проектів для заданого проектного середовища, що зумовлює ризик цінностей цих проектів.

3. Кожна зі складових цінностей проектів створення сімейних молочних ферм та кооперативів із забезпечення їх кормами характеризується своїми вигодами відносно зацікавлених сторін, які мають ризик. Обґрунтована належність складових цінностей до зацікавлених сторін проектів створення кооперативів із забезпечення кормами сімейних молочних ферм та їх ризик лежать в основі розроблення інструментарію для планування цих проектів з урахуванням ризику.

4. Виконана класифікація чинників ризиків цінності проектів створення кооперативів із забезпечення кормами сімейних молочних ферм та означення їх складових свідчать про те, що існує п'ятнадцять груп ризиків зазначеної цінності, кожна з яких належить до одного з трьох їх видів (внутрішніх, міжсистемних та зовнішніх). Зазначена класифікація лежить в основі розроблення системно-чинникової моделі ідентифікації ризиків.

5. Подальші дослідження слід виконувати стосовно розроблення методів та моделей планування проектів створення кооперативів кормозабезпечення сімейних молочних ферм із врахуванням ризику їх цінності.

#### Бібліографічний список

1. Бурков В. Н., Данев Б. В., Еналеев А. К. Большие системы: моделирование организационных механизмов. Москва: Наука, 1989. 245 с.
2. Бусленко Н. П. Моделирование сложных систем. Москва: Наука, 1978. 399 с.
3. Бушуев С. Д. Ценностный подход в управлении развитием сложных систем. *Управление развитием сложных систем*: зб. наук. праць. Київ: КНУБА, 2010. Вип. 1. С. 10–15.
4. ГОСТ Р 54869-011. Проектный менеджмент. Требования к управлению проектом. Москва: Стандартинформ, 2011. 34 с.
5. ДСТУ 3662:2015. Молоко-сировина коров'яче. Технічні умови. Національний стандарт України. [Введено вперше; чинний від 2017-01-01]. Вид. офіц. Київ, 2017. 14 с.
6. Сидорчук О. В., Тригуба А. М., Сидорчук Л. Л. Інженерія кооперованого виробництва молочної продукції: системно-проектні основи. Ніжин: Видавець ПП Лисенко М. М., 2016. 352 с.
7. Тригуба А., Сидорчук Л., Шелега О., Сиваківська Е. Управление ценностью проектов технико-технологических обслуживающих кооперативов. *MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture*. 2015. Vol. 17, № 3. С. 160–166.
8. Тригуба А. М. Комбінації проектів у програмах кормозабезпечення молочних ферм за участю обслуговуючих кооперативів. *Механізація та електрифікація сільського господарства*. 2015. № 2(101). С. 329–337.
9. Тригуба А. М. Модування технологічної системи кормозабезпечення молочних ферм за участю обслуговуючих кооперативів. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2015. № 19. С. 3–7.
10. Тригуба А. М. Системно-проектні основи управління розвитком технологічних структур виробництва молочної продукції: дис. ... д-ра техн. наук. Одеса, 2017. 516 с.
11. Тригуба А. М., Боярчук О. В. Особливості дослідження проектів кооперованого виробництва кормів на підставі їх моделювання. *Імпортозамінні технології вирощування, зберігання і переробки продукції садівництва та рослинництва*: матеріали IV Міжнар. наук.-практ. конф. Умань: УНУС, 2018. С. 156–158.
12. Тригуба А. М., Тригуба І. Л., Боярчук О. В., Рудинець М. В. Ідентифікація конфігурації проектного середовища та проектів кормозабезпечення сімейних молочних ферм. *Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний університет»*. Серія: Стратегічне управління, управління портфелями, програмами та проектами. 2018. № 1(1277). С. 64–68.
13. Тригуба А. М., Шарибура А. О. Процеси управління інтегрованими проектами аграрного виробництва. *MOTROL. Motoryzacja i energetyka rolnictwa*. 2011. T. 13D. С. 37–42.
14. Тригуба А. М., Шолудько П. В., Маланчук О. В., Рудинець М. В. Формування виробничо-технологічного ризику в інтегрованих програмах аграрного виробництва. *Східно-європейський журнал передових технологій*. 2013. № 1/10 (61), ч. 3. С. 203–206.

15. Тригуба А. М., Шолудько П. В., Сидорчук Л. Л., Боярчук О. В. Системно-ціннісні засади управління інтегрованими програмами розвитку молочно-чарства на основі моделювання. *Вісник національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: Стратегічне управління, управління портфелями, програмами та проектами. 2016. № 2(1174). С. 103–107.

16. A Guide to the Project Management Body of Knowledge. Fifth Edition. PMBOK Guide, 2008. URL: <http://www.pmi.org>.

17. ISO 21500. 2012. Guidance on project management. URL: <http://www.projectprofy.ru/>.

18. Krasowski E., Sydorhuk O., Sydorhuk L. Modeling and Management of the Technical and Technological Potential in Agricultural Production. *Teka: an international quarterly journal on economics in technology, new technologies and modelling processes*. 2015. No. 15(4). P. 79–84.

19. PRIENCE2. Managing successful project with PRIENCE2. London: TSO, 2009. 315 p.

20. Regulation EU 882/2004. About official control, carried out in order to ensure compliance checks on legislation concerning food and feed, and the rules for the health and welfare of animals. Approved. 2004. From 29.04.2004.

21. Sydorhuk O., Lub P., Tryguba A., Sharybura A. Stochastic character of the naturally predicted optimal time of soil-tillage and plant-sowing works in the spring period. *MOTPOL. Motoryzacja i energetyka rolnictwa*. T. 13. P. 302–308.

22. Tryhuba A. Argumentation of the parameters of the system of purveyance of milk collected from the private farm-steads within a single administratinve district. *Econtechmod: an international quarterly journal on economics in technology, new technologies and modelling processes*. 2014. No. 4 (3). P. 23–27.

**Тригуба А., Фтома О., Тригуба І., Сидорчук Л., Боярчук О.**

### **ІДЕНТИФІКАЦІЯ РИЗИКІВ ЦІННОСТІ ПРОЄКТІВ СТВОРЕННЯ КООПЕРАТИВІВ КОРМОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ СІМЕЙНИХ МОЛОЧНИХ ФЕРМ**

Обґрунтовано потребу розвитку окремих територіальних громад на підставі системної реалізації проєктів створення сімейних молочних ферм та кооперативів із їх кормозабезпечення. Означено нерозв'язану науково-прикладну задачу розробки інструментарію для управління проєктами створення систем забезпечення кормами сімейних молочних ферм.

Виконано аналіз взаємозв'язків між проєктами створення сімейних молочних ферм та кооперативів із забезпечення їх кормами. Обґрунтовано структурну схему формування цінності від реалізації проєктів створення сімейних молочних ферм та кооперативів із їх кормозабезпечення. Встановлена належність ризиків цінностей до зацікавлених сторін проєктів створення кооперативів із забезпечення кормами сімейних молочних ферм. Обґрунтовано, що проєкти створення кооперативів із забезпечення кормами сімейних молочних ферм є похідними відносно проєктів створення цих ферм, але без реалізації перших неможливо досягти максимальної системної їх цінності.

Обґрунтовано схему взаємозв'язків між складовими цінностей проєктів створення сімейних молочних ферм та кооперативів із їх кормозабезпечення. Встановлено, що між ними існують причинно-наслідкові зв'язки. Ці зв'язки проявляються через обсяги, терміни та своєчасність ресурсного забезпечення. Зміною зазначених зв'язків можна домогтися максимальної цінності від реалізації проєктів створення кооперативів із забезпечення кормами сімейних молочних ферм за заданого проєктного середовища. Мінливі характеристики проєктного середовища зумовлюють ризик цінностей проєктів створення кооперативів із кормозабезпечення сімейних молочних ферм.

Показано, що складові цінностей проєктів створення сімейних молочних ферм та кооперативів із їх забезпечення кормами характеризуються своїми вигодами відносно зацікавлених сторін, які мають ризик. Обґрунтовано належність складових цінностей до зацікавлених сторін проєктів створення кооперативів із забезпечення кормами сімейних молочних ферм та їх ризик. Це лежить в основі розроблення інструментарію для планування цих проєктів із врахуванням ризику. Виконана класифікація чинників ризиків цінності проєктів створення кооперативів забезпечення кормами сімейних молочних ферм та означено їх складові.

**Ключові слова:** цінність, проєкт, ризик, кормозабезпечення, сімейна молочна ферма.

**Tryhuba A., Ftoma O., Tryhuba I., Sidorhuk L., Boyarchuk O.**

### **THE IDENTIFICATION OF RISKS VALUE OF PROJECTS FOR THE CREATION OF FAMILY DAIRY FARMS AND FEED SUPPLY COOPERATIVES**

The need for development in separate territorial communities on the basis of systematical implementation for the creation of family dairy farms and feed supply cooperatives projects is substantiated. The unresolved scientific and applied task is designated to develop tools to control the system of creation of family dairy farms of feed supply.

The relationships analysis between the family dairy farms creation and feed supply cooperatives projects. The structural scheme of value formation from project implementation for the creation of family dairy farms and feed supply cooperatives is substantiated. The risk for stakeholders interested in projects of creation family dairy farms and feed supply cooperatives for is established as to its affiliation to values. Substantiated that projects of the creation of feed supply cooperatives for family dairy farms are derivative in relation to the projects of the creation of these farms, but without the implementation of the first, it is impossible to achieve their maximum systemic value.

The scheme of interconnections between the components of the values for creation of family dairy farms and feed supply cooperatives projects is substantiated. It is established that between them there is a causal link. Changing these connections can achieve a maximum value from the implementation of the project for the creation of family dairy farms and feed supply cooperatives is regarding the data of such projects. The data characteristics changing of the risk values project determine for the family dairy farms creation and feed supply cooperatives projects.

It is proved, that the components of values for creation for the creation of family dairy farms and feed supply cooperatives projects has its benefits for stakeholders who are at risk. The affiliation of the components of the values to the stakeholders of the creation of family dairy farms and feed supply cooperatives projects and their risks is substantiated. They make the basis of the development of tools for planning, considering these risk-taking projects. The risk factors classification of the projects value for the provision cooperatives creation of family dairy farms and the definition of their constituents are performed.

**Key words:** value, project, risk, feed supply, family dairy farm.

*Стаття надійшла 21.11.2018*

**ІНЖЕНЕРІЯ БЕЗПЕКИ ДОВКІЛЛЯ  
ТА БЕЗПЕКИ АГРОПРОМИСЛОВОГО ВИРОБНИЦТВА**

УДК 631.3-331.45

**ОЦІНКА РИЗИКУ ПІД ЧАС РОБОТИ НА МЕТАЛООБРОБНИХ ВЕРСТАТАХ  
ТОКАРНОЇ ГРУПИ**

**Василь Тимочко, к. т. н., Іван Городецький, к. т. н., Андрій Березовецький, к. т. н.**

*Львівський національний аграрний університет,*

*вул. Володимира Великого, 1, м. Дубляни, Жовківський р-н, Львівська обл., Україна,*

*e-mail: Tymochko\_VO@ukr.net*

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2018.01.187>

**Постановка проблеми.** Законодавство України встановлює вимоги безпеки праці працівників під час роботи з інструментами та пристроями. Ці вимоги є обов'язковими для роботодавців та працівників, які виконують роботи з використанням інструментів та пристроїв. Роботодавець зобов'язаний створити безпечні та нешкідливі умови праці відповідно до «Загальних вимог стосовно забезпечення роботодавцями охорони праці працівників», затверджених наказом Міністерства надзвичайних ситуацій України від 25 січня 2012 р. № 67 [13].

Чинне трудове законодавство регламентує проведення медичних оглядів працівників певних категорій під час прийняття на роботу та впродовж трудової діяльності; навчання і перевірку знань з питань безпеки праці посадових осіб та працівників; особливості використання праці жінок та неповнолітніх; забезпечення працівників засобами індивідуального захисту і вимоги до них; встановлення знаків безпеки для позначення небезпечних зон; норми щодо рівня небезпечних і шкідливих виробничих чинників у виробничих приміщеннях та на робочих місцях [17].

Роботодавці зобов'язані забезпечити виконання нормативних документів і оцінити ризики, що виникають у технологічних процесах, та розробити відповідні організаційні заходи, використавши необхідні ресурси для запобігання або зменшення ризику травмування, отруєння, професійних захворювань працівників, пошкодження обладнання, пристроїв та інструментів. У нормативній документації не наведено переліку можливих ризиків, методик їх оцінки і заходів щодо запобігання. Це зумовлює потребу наших досліджень.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.**

Результати досліджень щодо розробки, удосконалення і використання методів аналізу процесів формування, виникнення аварій та виробничих травм, а також результати їх застосування під час вирішення практичних завдань відображено в багатьох публікаціях вітчизняних та закордонних учених [1–12; 14; 15; 18–23].

Дослідження [2–4; 12; 15; 21; 23] спрямовані на розвиток методів моделювання процесів виникнення небезпечних ситуацій в агропромисловому комплексі. Використовувані методи ґрунтуються на графічному, логіко-імітаційному моделюванні характерних для галузей АПК аварій, травм і катастроф, що дає змогу розробляти більш досконалі системи управління безпекою виробництва [6; 10]. Удосконалені методи базуються на оперативному пошуку виробничих небезпек за допомогою глибокого логічного (а також за необхідності математичної обробки) аналізу небезпечних ситуацій, обставин та умов їх утворення й розвитку, що уможливує завчасне вжиття заходів для уникнення потенційних небезпечних чинників ще до початку виникнення травмо-небезпечних чи розвитку катастрофічних ситуацій. Використовувані методи за рахунок побудови схем відмов і помилок операторів різних складних систем передбачають також математичну обробку моделей з метою одержання кількісних значень імовірностей виникнення небажаних випадкових подій. Визначені параметри рівня безпеки можна спрямувати на планування організаційних заходів і технічних засобів (удосконалення конструкцій пристроїв безпеки технічних засобів, зниження чи уникнення їх безпеки тощо) [1; 5;

7–9; 11; 12; 14; 18–20; 22]. Аналіз логічних моделей процесів формування й можливого виникнення травмонебезпечних та аварійних ситуацій дає змогу знайти подію, з якої починається небезпечний процес, управляти процесами виникнення небезпечних наслідків. Дослідження логічних зв'язків різних небезпечних і шкідливих чинників також допомагає знайти подію (явище), що є причиною формування й розвитку небезпек у досліджуваних процесах.

Методи побудови графічних моделей процесів формування і можливого виникнення травмонебезпечних та аварійних ситуацій дають змогу за допомогою стандартних методик суб'єктивно (індивідуально) оцінювати ризики, а також узагальнено оцінити ризики небезпек, але часто не дають змоги їх практично ідентифікувати [8; 11; 20]. Кожна блокова діаграма має вхід і вихід, блоки окреслюють події чи системні елементи (функціональні зв'язки), які функціонують усередині системи. Далеко не всі сучасні складні системи можна змодельовувати за допомогою блокових діаграм.

Методика причинно-наслідкового аналізу процесів формування травмонебезпечних ситуацій уможливує оцінку ймовірностей виникнення аварій та пошкоджень, встановлення дискретних рівнів небезпек, однак стосується тільки одного виду небезпек і є дещо суб'єктивною [9]. У разі встановлення кількох подій схема стає досить громіздкою і складною. Через недостатнє обґрунтування вихідних даних результати розрахунків можуть мати високу похибку.

У роботі [21] вчені М. Буйна та П. Достал за допомогою методу аналізу і моделювання дерева несправностей виробничих процесів і обладнання провели якісне та кількісне оцінювання потенційних ризиків під час роботи екструдерної машини, призначеної для переробки пластикових відходів. Авторами обґрунтовано ймовірності виникнення потенційних ризиків і запропоновано заходи з їх усунення або мінімізації. Для цього побудовано схему дерева несправностей, яка уможливує якісний аналіз потенційних ризиків, а також їх кількісний аналіз з визначенням ймовірностей виходу з ладу окремих вузлів і агрегатів машини. Однак автори не вказали методики та джерела отримання даних щодо ймовірностей появи базових подій у моделі.

На етапі попередження процесів формування травмонебезпечних ситуацій використовують метод попереднього аналізу небезпек, який узагальнює групи небезпек, наявних у системі,

прогнозує їх розвиток і дає змогу розробляти рекомендації щодо запобігання їм.

Робота словацьких та чеських вчених [23] присвячена оцінці ризиків та розробці заходів безпеки під час виробництва пластикових вікон, а саме у технологічних процесах, де є потреба оперувати вручну громіздкими і важкими об'єктами великих розмірів і транспортувати їх. Рівень ризику оцінювали за допомогою методу експертних оцінок, де визначали ймовірність і наслідки подій, а також враховували думку оцінювача. Для розрахунку рівня ризику автори наводять таблицю зі значеннями  $P$  – ймовірності виникнення події,  $D$  – результатів виникнення події,  $V$  – думки експертів щодо рівня впливу ймовірності подій та наслідків на ризик і  $R$  – рівня ризику (табл. 1).

Рівень ризику  $R$  розраховано множенням параметрів  $P$ ,  $D$  і  $V$ , і він відповідно класифікується такими категоріями: незначний, низький, середній, високий і неприйнятний. Визначено рівні загроз та обґрунтовано заходи безпеки працівників під час ручної обробки вантажів. Найвищий рівень ризику (неприйнятний) був досягнутий за безпеки травмування хребта, де ризик не може бути прийнятним без заходів і засобів захисту працівників. Інші контрольовані загрози (перевантаження, обвалення, падіння вантажів тощо) класифікуються з незначним ступенем ризику або помірними ризиками: прийнятний або прийнятний за умови підвищеної уваги. У роботі запропоновані профілактичні заходи, які уможливають мінімізацію загроз здоров'ю працівників. Наведені дослідження дають змогу оцінювати ризики у виробничих процесах з ручним оперуванням і транспортуванням вантажів, для яких характерними є збільшена територія робочого місця і за таких умов зайнятості небезпечні чинники розосереджені в різних робочих зонах і на різному обладнанні. Тому запропонована методика може бути обмежено використана безпосередньо для випадків зі стаціонарним розміщенням виробничого обладнання та постійними небезпечними зонами.

**Постановка завдання.** Метою роботи є обґрунтування переліку можливих ризиків під час роботи на металообробних верстатах токарної групи, визначення їх рівнів та обґрунтування заходів щодо запобігання їм.



**Таблиця 1.** Характеристики та значення ймовірностей, результатів, наслідків подій, експертних оцінок та рівні ризиків за даними [23]

**Table 1.** Characteristics and values of probabilities, results, consequences of events, expert evaluation and risk levels according to data of [23]

Значення	Характеристики	
<i>P</i> – ймовірність виникнення події		
1	Малоймовірно – шкідлива/несприятлива подія майже неможлива	
2	Випадково – несприятлива подія малоймовірна, але можлива	
3	Можливо – може бути шкідлива/несприятлива подія	
4	Дуже ймовірно – шкідлива/несприятлива подія, швидше за все, станеться	
5	Постійно – несприятлива подія відбувається дуже часто	
<i>D</i> – результат виникнення події		
1	Незначний – незначна травма, незначне пошкодження, незначні фінансові та матеріальні втрати	Суттєвий/критичний – важкі професійні травми з постійними наслідками, професійні захворювання, високі фінансові і матеріальні втрати Катастрофічні – фатальні, масові травми, непоправні втрати, що призводять до ліквідації наслідків
2	Несуттєвий – несуттєві травми, хвороби, початок професійного захворювання, невеликі фінансові та матеріальні втрати	
3	Значний – серйозна травма, що вимагає госпіталізації, більші фінансові та матеріальні втрати	
<i>V</i> – думка експертів		
1	Незначний вплив від ймовірності подій та наслідків	
2	Несуттєвий вплив щодо ймовірності та наслідків	
3	Значні впливи від ймовірності та наслідків	
4	Значущі/суттєві впливи на ймовірності та наслідки	
5	Більш суттєвий ефект від ймовірності та наслідків	
<i>R</i> – рівень ризику		
1–4	Незначний/прийнятний – прийнятна безпека	
5–10	Низький – прийнятний ризик за підвищеної уваги	
11–50	Середній – ризик не може бути прийнятним без захисних заходів	
51–100	Високий – низький рівень безпеки, значна можливість нещасних випадків, несприятливі події	
101–125	Неприйнятний – постійна загроза травми, незворотні збитки	

**Виклад основного матеріалу.** Технологічні операції для надання виробам з металу певної форми, розмірів, шорсткості поверхні, точності, необхідних якостей і властивостей тощо, різних видів (лиття, обробка тиском, механічна, термічна обробка, зварювання і паяння; хімічна і електродіодна обробка, газотермічне напилювання тощо) характеризуються підвищеною небезпекою. Серед цих операцій механічна обробка металевих заготовок за допомогою різних металорізальних верстатів та інструментів (точіння, свердління, фрезерування тощо) є однією з найбільш поширених і трудомістких.

Механічна обробка виконується різанням, що є досить небезпечною операцією, яка полягає в знятті з поверхонь заготовки визначеного шару металу, у результаті чого заготовка набуває точніших форми, розмірів та заданої шорсткості

поверхонь, тобто перетворюється на деталь. На цей вид оброблення припадає понад 90 % трудомісткості виготовлення більшості деталей. Для його реалізації існує різноманітне металорізальне обладнання, різне за розмірами, продуктивністю, ступенем автоматизації, яке забезпечує здійснення різних способів обробки різанням практично в усіх типах виробництва.

Технологічно небезпечні чинники обробки різанням мають множини способів їх реалізації: під час лезового різання, абразивної обробки, пов'язані з технічними засобами, з організаційними аспектами тощо. Лезове різання передбачає оброблення поверхонь заготовки одно- та багатолезовими інструментами – різцями, свердлами, фрезами, розвертками, протяжками тощо. Абразивна обробка здійснюється абразивними інструментами, виготовленими з природ-

них або штучних абразивних матеріалів (абразивних кругів, сегментів, брусків, стрічок та вільних абразивів у вигляді порошків, паст тощо). Способи обробки різанням поділяють, своєю чергою, за точністю та шорсткістю обробленої поверхні на: чорнові; напівчистові; чистові; оздоблювальні. Кожен із цих процесів може бути як з переважанням ручних операцій (слюсарна обробка), так і механічним (верстатна обробка).

В агропромисловому комплексі верстати токарної групи становлять значну частку від загального парку металорізальних верстатів. Залежно від масштабів виробництва, конфігурації, розмірів і маси деталей їх обробляють на токарних верстатах різних типів – в основному токарно-гвинторізних – для виконання всіх основних видів токарних робіт в умовах одиничного і дрібно-серійного виробництва. У машинобудуванні використовують токарно-карусельні верстати – для обробки великих деталей великого діаметра і відносно малої висоти (найбільш поширені на заводах важкого машинобудування); багаторізцеві токарні – для виготовлення деталей, на яких можлива одночасна обробка поверхонь декількома різцями, в умовах багатосерійного і масового виробництва; токарно-револьверні – для обробки невеликих деталей, переважно з центральними отворами, в умовах серійного виробництва; токарні автомати і напівавтомати – для обробки при багатосерійному і масовому виробництві; токарні верстати з числовим програмним керуванням – для автоматизації виробництва в умовах дрібносерійного випуску продукції.

Враховуючи, що процес виготовлення й ремонту більшості деталей агропромислового виробництва передбачає значний відсоток обробки різанням, важливою є оцінка ризику під час роботи на металообробних верстатах токарної групи. Обробка різанням відрізняється значною трудомісткістю і великими втратами металу, тобто утворенням стружки, яка є небезпечною для працівників. Відповідно, у статті обґрунтовуються перелік можливих ризиків, визначення їх рівнів та заходи щодо запобігання їм під час роботи на металообробних верстатах токарної групи з ручним управлінням.

Для аналізу процесів формування небезпечних ситуацій під час токарної верстатної обробки, детальніше розглянемо особливості робіт на металорізальних верстатах. Під час обробки металевих заготовок у механічних цехах технологічний процес розділяється на окремі

операції, які виконують на різних верстатах із застосуванням різноманітних різальних інструментів і пристосувань. Щоб із заготовки одержати деталь заданої форми, необхідно закріпити заготовку і різальний інструмент на верстаті та переміщувати їх у процесі обробки одне відносно одного. При цьому на верстаті відбуваються два рухи: головний рух різання, при якому лезо інструмента вривається в метал і відділяє від нього стружку; рух подачі, необхідний для підведення під лезо нових шарів металу.

Ризик виникнення небезпечної ситуації – поєднання загрози небезпек, тяжкості наслідків та ймовірності виникнення певної небезпечної ситуації під час виробничої діяльності. Для розрахунку характеристик і значень ймовірностей, результатів, наслідків подій та рівнів ризику було використано методику, описану в роботі [23], та дані табл. 1, за винятком характеристики  $V$  – думки експертів.

Особливістю роботи на металообробних верстатах із ручним управлінням є постійність робочого місця працівника. Небезпечні зони під час роботи на таких верстатах є стаціонарними, обмеженими габаритами робочого місця. Хоча за умови використання верстата з несправними або відсутніми огороженнями небезпечні зони можуть виходити далеко за габарити верстата і зумовлюватися ймовірною траєкторією польоту деталі, інструменту або їх частин та стружки. Тому пропонується врахувати тривалість перебування працівника в небезпечній зоні коефіцієнтом  $T$ , значення якого подано у табл. 2.

У дослідженні проаналізовано основні небезпеки, які виникають під час роботи на поширеному у підприємствах токарному верстаті 1К62, а саме травмування працівника оброблюваною деталлю, інструментом та стружкою.

Ступінь базового ризику  $R$  небезпечної ситуації визначали за формулою

$$R = P \times D \times T,$$

де  $P$  – ймовірність виникнення події;  $D$  – результат виникнення події;  $T$  – тривалість перебування в небезпечній зоні.

Результати визначення ймовірностей виникнення події, результат виникнення події з відповідними характеристиками, тривалість перебування в небезпечній зоні та розраховані значення рівнів ризику, а також запропоновані заходи безпеки подано в табл. 3–5.

**Таблиця 2.** Характеристика тривалості перебування у небезпечній зоні

**Table 2.** Characteristics of the length of stay in the danger zone

Числове значення	T – тривалість перебування працівника в небезпечній зоні
5	Перебування працівника впродовж роботи устаткування
4	Перебування працівника впродовж 0,8 часу роботи устаткування
3	Перебування працівника впродовж 0,6 часу роботи устаткування
2	Перебування працівника впродовж 0,4 часу роботи устаткування
1	Перебування працівника впродовж 0,2 часу роботи устаткування

**Таблиця 3.** Травмування робітника оброблюваною деталлю

**Table 3.** Injury of the worker by the work piece (processing part)

Опис загрози	Значення			
	P	D	T	R
Обробка довгих деталей, завдовжки більше ніж 12 діаметрів, без додаткової опори	3	3	5	45
Швидкісне і силове різання деталей завдовжки понад 8 діаметрів без додаткової опори				
Прутковий матеріал, який подається для обробки на верстат, має кривизну				
Використання затискних патронів зі спрацьованими робочими площинами кулачків				
Робота з необертним центром задньої бабки під час швидкісного різання				
Робота без закріплення патрона сухарями при реверсуванні				
Перебування працівника між деталлю та верстатом під час встановлення деталі на верстат				
Притримування рукою кінця деталі або заготовки, що відрізається				
Наявність деталі на станині верстата або кришці передньої бабки				
Закладання у шпindel прутка для обробки чи інші допоміжні й додаткові операції та випадкове вмикання верстата				
Вимірювання оброблюваної деталі скобою, калібром, масштабною лінійкою, штангенциркулем, мікрометром до повного зупинення верстата і до відведення супорта та револьверної головки на безпечну відстань				
<b>Заходи безпеки</b>				
Під час обробки довгих деталей, завдовжки більше ніж 12 діаметрів, необхідно застосовувати додаткові опори (люнети).				
Під час швидкісного й силового різання деталей завдовжки понад 8 діаметрів необхідно застосовувати додаткові опори (люнети).				
Не допускається використання пруткового матеріалу, який має кривизну.				
Забороняється використання затискних патронів зі спрацьованими робочими площинами кулачків.				
Забороняється робота з необертним центром задньої бабки при швидкісному різанні.				
Для запобігання самовідвертанню забороняється робота без закріплення патрона сухарями при реверсуванні.				
Забороняється перебування працівника між деталлю та верстатом під час встановлення деталі на верстат.				
Забороняється притримувати рукою кінець деталі або заготовки, що відрізається.				
Заборонено залишати деталі на станині верстата або кришці передньої бабки.				
Забороняється закладати у шпindel прутки для обробки чи виконувати інші допоміжні операції за умови можливості випадкового вмикання верстата.				
Забороняється вимірювання оброблюваної деталі скобою, калібром, масштабною лінійкою, штангенциркулем, мікрометром до повного зупинення верстата і до відведення супорта та револьверної головки на безпечну відстань.				

**Таблиця 4.** Травмування робітника інструментом**Table 4.** Injury of the worker by the tool

Опис загрози	Значення			
	<i>P</i>	<i>D</i>	<i>T</i>	<i>R</i>
Не вийнятий з патрона торцевий ключ	3	2	5	30
Планшайба під час монтажу на кінець шпинделя не очищена від стружки та забруднення				
Кулачки після закріплення деталі виступають з патрона або планшайби за межі їх зовнішнього діаметра				
Падіння патрона або планшайби під час монтажу їх на шпиндель				
Руйнування і виліт різця або його частин за межі зони різання				
Під час ручного шліфуванні деталі шкуркою або порошком не використовуються притискні колодки				
Гальмування обертання шпинделя натискуванням руки на обертіві частини верстата або деталі				
Наявність у револьверній головці інструмента, який не використовується для обробки цієї деталі				
Наявність інструмента на станині верстата або кришці передньої бабки.				
<b>Заходи безпеки</b>				
Якщо кулачки після закріплення деталі виступають з патрона або планшайби за межі їх зовнішнього діаметра, необхідно замінити патрон або встановити спеціальне огороження.				
Під час монтажу патрона або планшайби на шпиндель необхідно підкласти дерев'яні підкладки з виїмкою за формою патрона (планшайби).				
Різці необхідно закріплювати з мінімально можливим вильотом з різцетримача (виліт різця не повинен перевищувати більше ніж в 1,5 раза висоту тримача) і не менше ніж двома болтами.				
Різальний край різця повинен виставлятися по осі оброблюваної деталі.				
Зачищати деталі шкуркою або порошком необхідно з використанням притискних колодок.				
Забороняється гальмування обертання шпинделя натискуванням руки на обертіві частини верстата або деталі.				
Забороняється залишати в револьверній головці інструмент, який не використовується для обробки деталі.				
Забороняється залишати інструмент на станині верстата або кришці передньої бабки.				

**Таблиця 5.** Травмування робітника металевою стружкою**Table 5.** Injury of the worker by the metal cuttings (turnings)

Опис загрози	Значення			
	<i>P</i>	<i>D</i>	<i>T</i>	<i>R</i>
Планшайба, патрон або заготовки не очищені від стружки та забруднень.	4	3	4	48
При обробці в'язких металів утворюється звивна стрічкова стружка.				
При обробці крихких металів (чавун, бронза тощо) утворюється дрібна металева стружка.				
Робота без захисних окулярів				
Попадання гарячої стружки на відкриті частини тіла чи під одяг (за комір).				
<b>Заходи безпеки</b>				
При обробці в'язких металів необхідно застосовувати спеціальні різці, з накладними стружколамачами або стружкозавивачами.				
При утворенні дрібної металевої стружки необхідно застосовувати захисні пристрої (спеціальні стружковідвідники, прозорі екрани, захисні окуляри, відповідний спецодяг).				
Перед встановленням на верстат очищати від стружки та забруднень планшайбу, патрон, заготовки тощо.				

Аналіз даних табл. 3–5 свідчить про те, що ступінь базового ризику виникнення небезпечної ситуації травмування деталлю, інструментом або стружкою відповідає середньому рівню – ризик не

може бути прийнятним без захисних заходів. Такий рівень ризику свідчить однозначно про заборону роботи на верстаті, який не обладнаний захисними пристроями (екранами), зокрема екра-

нами, які заблоковані з пуском верстата. Загальним захисним заходом можна вважати необхідність роботи працівника в спеціальному одязі та окулярах.

Під час сухої обробки деталей рекомендується одягати комбінезон бавовняний з пілонепроникної тканини, берет бавовняний з пілонепроникної тканини, черевики шкіряні з гладким верхом і металевим носком, окуляри захисні відкриті, респіратор пилозахисний (під час точіння чавунних деталей). Під час обробки деталей із рідинним охолодженням робочого інструменту скипидаром, гасом, мастилом та іншими поверхнево-активними речовинами: комбінезон віскозно-лавсановий з олієнафтоводозахисним просоченням, берет віскозно-лавсановий, черевики шкіряні з гладким верхом і металевим носком, окуляри захисні закриті. Під час обробки деталей з магнієвих сплавів: костюм бавовняний, берет бавовняний, фартух брезентовий з нагрудником з вогнезахисним просоченням, черевики шкіряні з гладким верхом, окуляри захисні відкриті. Під час встановлення і зняття великогабаритних деталей рекомендується використовувати додатково рукавички комбіновані спеціальні, відповідно до норм видачі спеціального одягу, спеціального взуття та інших засобів індивідуального захисту працівникам металообробних цехів [16].

За результатами експертної оцінки, найвищого значення ризик досягає в разі травмування стружкою – 48 балів. Тому для зменшення ймовірності травмування працівника металевою розпеченою стружкою необхідно застосовувати такі додаткові захисні заходи, як використання спеціалізованих різців з накладними стружко-ламачами або стружкозавивачами та стружко-відвідники. Для зменшення ймовірності травмування працівника інструментом, додатковими захисними заходами є використання притискних колодок під час ручного шліфування деталі шкуркою або порошком, підкладання дерев'яних підкладок з виїмкою за формою патрона (планшайби) під час монтажу патрона або планшайби на шпіндель тощо.

Обґрунтовані заходи безпеки мають бути враховані під час розробки правил техніки безпеки за використання верстатів токарної групи.

**Висновки.** У роботі проаналізовано ризики травмування працівників оброблюваною деталлю, інструментом та стружкою під час робіт на токарному верстаті. Обґрунтовано додаткові організаційні та технічні рішення безпеки для уникнення загрози здоров'ю працівників.

Роботодавець зобов'язаний забезпечити усунення виробничих небезпек для працівників організаційними та технічними заходами під час виконання всіх видів робіт, але головним чином це стосується використання ручних інструментів та механічного обладнання з ручним управлінням. Якщо використання ручного інструменту та механічного обладнання, зокрема токарних верстатів, із ручним управлінням не може бути виключене з технологічного процесу або таке обладнання не може бути замінено на автоматичні чи напівавтоматичні верстати, верстати з числовим програмним управлінням, роботодавець повинен вжити відповідних організаційних заходів, використовувати відповідні ресурси та забезпечити працівників додатковими захисними засобами для запобігання чи зменшення ризику травмування.

Реалізація пропонованих рекомендацій на практиці сприятиме створенню безпечнішого виробничого середовища, запобігатиме небезпечним подіям виникнення професійних травм під час робіт із підвищеною небезпекою на метало-різальних верстатах.

#### Бібліографічний список

1. Березовецький А. П., Мазур І. Б., Городецький І. М. Удосконалення управління умовами і безпекою праці у ННЦ Львівського НАУ. *Теорія і практика розвитку агропромислового комплексу та сільських територій*: матеріали XIX Міжнар. наук.-практ. форуму (Львів, 19–21 верес. 2018 р.). Львів: Львів. нац. аграр. ун-т, 2018. С. 154–156.
2. Городецький І. М. Моделювання процесів формування виробничих небезпек як чинник контролю безпечності техніки. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2008. № 12, т. 1. С. 172–176.
3. Городецький І. М. Переваги та обмеження аналітичних методів оцінки ризиків у системі управління охороною праці. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2009. № 13, т. 1. С. 39–43.
4. Городецький І. М. Управління ризиками системи безпеки у проектах аграрного виробництва. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. 2008. Вип. 8, т. 7. С. 73–77.
5. Городецький І., Березовецький А., Городецька Н. та ін. Використання методик аналізу небезпек процесів для удосконалення управління охороною праці. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2014. № 18. С. 5–8.
6. Городецький І. М., Березовецький А. П., Городецька Н. Г., Мазур І. Б. Ідентифікація небезпечних чинників у проектах аграрного виробництва. *Теоретичні основи і практичні аспекти використання ресурсоощадних технологій для підвищення ефек-*

тивності агропромислового виробництва і розвитку сільських територій: матеріали XIV Міжнар. наук.-практ. форуму (Львів, 18-20 верес. 2013 р.). Львів: Львів. нац. аграр. ун-т, 2013. С. 201–204.

7. Городецький І. М., Березовецький А. П., Городецька Н. Г., Мазур І. Б. Напрями удосконалення управління ризиками в аграрному виробництві. *Теоретичні основи і практичні аспекти використання ресурсоощадних технологій для підвищення ефективності агропромислового виробництва і розвитку сільських територій*: матеріали XV Міжнар. наук.-практ. форуму (Львів, 24–26 верес. 2014 р.). Львів: Львів. нац. аграр. ун-т, 2014. С. 559–562.

8. Городецький І. М., Мазур І. Б., Городецька Н. Г. Аналіз інноваційних підходів до захисту населення від небезпечних чинників. *Проблеми цивільного захисту населення та безпеки життєдіяльності: сучасні реалії України*: матеріали IV Всеукр. заоч. наук.-практ. конф. (Київ, 15 квіт. 2016 р.). Київ: НПУ ім. М. П. Драгоманова, 2016. С. 34–35.

9. Городецький І. М., Мазур І. Б., Городецька Н. Г., Березовецький А. П. Вплив обставин на формування небезпечних ситуацій аграрного виробництва. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2017. № 21. С. 162–166.

10. Городецький І. М., Мазур І. Б., Городецька Н. Г., Ковальчук Ю. О. Використання методів менеджменту безпеки процесів в аграрному виробництві. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2013. № 17. С. 35–39.

11. Городецький І. М., Мазур І. Б., Городецька Н. Г., Сафонов С. А. Управління процесами формування пожежонебезпечних ситуацій аграрного виробництва. *Пожежна та техногенна безпека. Теорія, практика, інновації*: матеріали Міжнар. наук.-практ. конф. (Львів, 20–21 жовт. 2016 р.). Львів: ЛДУ БЖД, 2016. С. 36–39.

12. Городецький І. М., Мазур І. Б., Сафонов С. А. Моделювання небезпечних ситуацій у процесах захисту населення і територій. *Проблеми цивільного захисту населення та безпеки життєдіяльності: сучасні реалії України*: матеріали IV Всеукр. заоч. наук.-практ. конф. (Київ, 20 квіт. 2018 р.) Київ: НПУ ім. М. П. Драгоманова, 2018. С. 37–38.

13. Загальні вимоги стосовно забезпечення роботодавцями охорони праці працівників: затверджено наказом МНС України від 25.01.2012 р. № 67. URL: <http://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0226-12>.

14. Ковалишин С. Й., Городецький І. М., Тимочко В. О. Методи управління безпекою у проектах аграрного виробництва. *Теорія і практика розвитку агропромислового комплексу та сільських територій*:

матеріали XIX Міжнар. наук.-практ. форуму (Львів, 19–21 верес. 2018 р.). Львів: Львів. нац. аграр. ун-т, 2018. С. 148–151.

15. Ковальчик Ю., Городецький І., Шолудько Я. Інтеграція систем безпеки у фази життєвого циклу проекту аграрного виробництва. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2010. № 14. С. 88–93.

16. Норми безплатної видачі спеціального одягу, спеціального взуття та інших засобів індивідуального захисту працівникам машинобудування та металобробної промисловості: затв. наказом М-ва України з питань надзвичайних ситуацій та у справах захисту населення від наслідків Чорнобильської катастрофи 21.02.2006 р. № 89. URL: <http://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0250-06>.

17. Про охорону праці: Закон України: введ. в дію Постановою ВР № 2695-ХІІ від 14.10.1992 р. URL: <http://zakon.rada.gov.ua/laws/main/2694-12> (редакція від 20.01.2018 р.).

18. Тимочко В. О., Березовецький А. П., Городецький І. М. Удосконалення методів менеджменту пожежної безпеки. *Проблеми цивільного захисту населення та безпеки життєдіяльності: сучасні реалії України*: матеріали IV Всеукр. заоч. наук.-практ. конф. (Київ, 15 квіт. 2016 р.). Київ: НПУ ім. М. П. Драгоманова, 2016. С. 116–118.

19. Тимочко В. О., Городецький І. М., Березовецький А. П. Алгоритм удосконалення управління пожежною безпекою. *Проблеми цивільного захисту населення та безпеки життєдіяльності: сучасні реалії України*: матеріали IV Всеукр. заоч. наук.-практ. конф. (Київ, 20 квіт. 2018 р.). Київ: НПУ ім. М. П. Драгоманова, 2018. С. 126–127.

20. Тимочко В. О., Городецький І. М. Удосконалення управління пожежною безпекою на основі методик аналізу небезпек аграрного виробництва. *Пожежна та техногенна безпека. Теорія, практика, інновації*: матеріали Міжнар. наук.-практ. конф. (Львів, 20–21 жовт. 2016 р.). Львів: ЛДУ БЖД, 2016. С. 98–101.

21. Vujna M., Dostal P. Assessment of selected equipment by method FTA. *Acta Universitatis Agriculturae et Silviculturae Mendelianae Brunensis*. 2017. 5(65). P. 1655–1661.

22. Horodetskyu I., Mazur I., Safonov S. Risk Assessment of the System Safety in Agrarian Production. *Теорія і практика розвитку агропромислового комплексу та сільських територій*: матеріали XIX Міжнар. наук.-практ. форуму (Львів, 19–21 верес. 2018 р.). Львів: Львів. нац. аграр. ун-т, 2018. С. 151–154.

23. Jankajova E., Kotus M., Holota T., Zach M. Risk Assessment of Handling Loads in production process. *Acta Universitatis Agriculturae et Silviculturae Mendelianae Brunensis*. 2016. 2(64). P. 449–453.

**Тимочко В., Городецький І., Березовецький А.**

### **ОЦІНКА РИЗИКУ ПІД ЧАС РОБОТИ НА МЕТАЛООБРОБНИХ ВЕРСТАТАХ ТОКАРНОЇ ГРУПИ**

Робота спрямована на вивчення питання щодо оцінки ризиків травмування працівників під час роботи на металообробних верстатах токарної групи. Обґрунтовано перелік можливих ризиків трьох груп загроз, які зумовлюються ймовірним травмуванням працівника оброблюваною деталлю, інструментом та стружкою. Для кожної групи загроз визначено ймовірності виникнення подій та очікувану важкість травмування працівника. Враховуючи те, що під час роботи на верстатах токарної групи з ручним управлінням небезпечні зони для різних груп загроз характеризуються стаціонарністю, а працівник перебуває в цих зонах, виконуючи виробничі операції та допоміжні рухи, визначений час тривалості зміни, у роботі запропоновано тривалість перебування працівника в небезпечній зоні впродовж зміни оцінювати показником тривалості. Рівень ризику виникнення небезпечної ситуації розраховують за методикою експертних оцінок, як добуток показників ймовірності виникнення подій, важкості травмування та показника тривалості перебування в зоні ризику.

Результати досліджень свідчать, що рівень ризику виникнення небезпечної ситуації травмування деталлю, інструментом або стружкою середній – ризик не може бути прийнятним без захисних заходів. Такий рівень ризику свідчить однозначно про заборону роботи на верстаті, який не обладнаний захисними пристроями (екранами), зокрема екранами, які заблоковані з пуском верстата. Загальним додатковим захисним заходом можна вважати необхідність роботи працівника у спеціальному одязі та окулярах. Обґрунтовані також додаткові захисні заходи безпеки та потреба використання додаткового устаткування, які зменшать імовірність травмування працівників. Використання запропонованих запобіжних заходів дасть змогу мінімізувати загрози здоров'ю працівників під час роботи на металообробних верстатах токарної групи.

**Ключові слова:** безпека, ризик травмування, небезпечна зона, токарний верстат, заходи безпеки.

**Tymochko V., Horodetskyi I., Berezovetskyi A.**

### **RISK ASSESSMENT AT WORK ON METAL-WORKING MACHINE OF TURNING GROUP**

The work is aimed at studying the issue of assessing the risk of injury to workers when working on metal-working machines of turning group. List of possible risks of the three groups of threats is substantiated. The risks are caused by possible injury to the worker by the work piece (processing part), tool and turnings (metal cuttings). For each group of threats the probability of occurrence of events and the expected severity of injury to the employee is determined. Taking into account that when one operates on metal-working machines of turning group with manual control, hazardous zones for different groups of threats are characterized by stationary, and the workers are in these zones, performing production operations and auxiliary movements the determined time of the shift, in the article the duration of the employee's stay in the hazardous zone during the shift was proposed to evaluate by the duration indicator. The level of risk of a dangerous situation is based on the method of expert assessments, as a product of indicators of probability of events occurrence, severity of injury and duration of stay in the risk zone.

The results of the research show that the level of risk of a dangerous situation of injury by a work piece, tool or turnings (metal cuttings) is average, that is, work cannot be started without additional protective measures. Such a level of risk clearly indicates the prohibition of work on a machine that is not equipped with protective devices (screens), including screens that are interlocked with the start of the machine. A general additional protective measure can be considered as the need for worker in special clothing and glasses. Also, additional security measures are grounded and in the list of these recommendations the need to use additional equipment that reduces the probability of injuries to workers was proposed as well. The use of the proposed precautionary measures will minimize the health risks for workers when operate on metal-working machines of the turning group.

**Key words:** safety, risk of injury, danger zone, lathe, safety measures.

*Стаття надійшла 22.11.2018*



## ЗМІСТ

---

---

### Розділ 1

#### ФІЗИКО-МЕХАНІЧНІ ТА ТЕХНОЛОГІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ ҐРУНТІВ, СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАТЕРІАЛІВ І СИРОВИНИ

<i>Броварець О.</i> Функціональна структура інформаційно-технічної системи оперативного моніторингу агробіологічного стану ґрунтового середовища .....	5
<i>Крупич Р., Шевчук Р., Крупич О., Левко С., Сало Я.</i> Дослідження зведеного коефіцієнта жорсткості плодкових гілок дерев волоського горіха .....	14
<i>Шеремета Р.</i> Огляд реологічних моделей .....	22

### Розділ 2

#### МАШИНИ ТА РОБОЧІ ПРОЦЕСИ АГРОПРОМИСЛОВОГО ВИРОБНИЦТВА

<i>Аулін В., Панков А., Щеглов А.</i> Дослідження пневмоструминних висівних апаратів дискретної дії для швидкісної сівби в інформаційній системі землеробства .....	31
<i>Погорілий С.</i> Експериментальні дослідження тягових показників МЕЗ-330 «Авtotрактор» залежно від його конструкційних параметрів .....	41
<i>Степаненко С., Котов Б.</i> Теоретичні дослідження руху повітряного потоку при введенні в нього зернових сумішей .....	47
<i>Олійник Є., Войтюк В.</i> Аналіз технологічної подачі компонентів вороху коренеплодів цикорію до очисника .....	53
<i>Паньків М., Підгурський М., Барановський В.</i> Технологічні аспекти розробки модулів транспортно-технологічних систем коренезбиральних машин .....	65
<i>Семен О., Кузенко Д., Семен Я.</i> Теоретичні дослідження параметрів системи «барабан – зубок часнику – вилка» саджалки часнику .....	77
<i>Коруняк П., Баранович С., Власюк І.</i> Підвищення ефективності використання вібраційних конвеєрів .....	86
<i>Паславський В.</i> Шнековий олійний прес зі системою охолодження .....	92

### Розділ 3

#### ТЕХНОЛОГІЧНІ ПРОЦЕСИ ТА ЕФЕКТИВНЕ МАШИНОВИКОРИСТАННЯ В АГРОІНЖЕНЕРІЇ

<i>Днесь В., Кудриницький Р., Скібчик В.</i> Щодо ефективності використання зернозбиральних комбайнів у різних природно-виробничих умовах .....	99
<i>Дуганець В., Пукас В., Луб П., Шарибура А.</i> Статистичні закономірності формування початкових біологічно-предметних умов для виконання технологічних процесів збирання цукрових буряків .....	107

### Розділ 4

#### ЕНЕРГЕТИКА АГРОПРОМИСЛОВОГО КОМПЛЕКСУ

<i>Вцісло Г., Дідух В., Том'юк В.</i> Дослідження впливу додавання фракції сапропелю на енергетичні показники брикетів зі соломи та костри льону-довгунця .....	113
---	-----

### Розділ 5

#### ЕЛЕКТРОТЕХНІЧНІ КОМПЛЕКСИ ТА СИСТЕМИ В АГРОПРОМИСЛОВОМУ ВИРОБНИЦТВІ

<i>Левонюк В., Чабан Г.</i> Дослідження електромеханічних процесів у вимикачі надвисокої напруги .....	121
<i>Гудим В., Кузін О., Назаровець О.</i> Мікроструктура проводів внутрішніх електромереж, які побували в умовах пожежі .....	129

<i>Гречин Д., Дробот І., Герман А.</i> Розрахунок класичним методом перехідних процесів у лінійних колах з поліноміальними вимушеннями .....	140
<i>Чабан В., Герман А.</i> Аналіз усталеного гармонічного електричного скін-ефекту в обхід кривих ЕМДЕ .....	148

**Розділ 6  
НАДІЙНІСТЬ І ТЕХНІЧНИЙ СЕРВІС МАШИН**

<i>Калахан О., Задорожна Х., Студент М., Веселівська Г.</i> Підвищення зносостійкості алюмінієвого сплаву Д16 різними методами поверхневого зміцнення .....	153
---	-----

**Розділ 7  
МОДЕЛЮВАННЯ МАШИН, ПРОЦЕСІВ І СИСТЕМ В АГРОІНЖЕНЕРІЇ**

<i>Грицай Ю.</i> Математична модель процесу переміщення подрібнених коренеплодів шнековим транспортером-подрібнювачем .....	161
<i>Паламарчук І., Кюрчев С., Верхоланцева В., Колодій О.</i> Математичне моделювання віброаспіраційного сепарування насінневого матеріалу .....	172

**Розділ 8  
ІНФОРМАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА СИСТЕМИ. УПРАВЛІННЯ ПРОЕКТАМИ  
ТА ПРОГРАМАМИ В АГРОІНЖЕНЕРІЇ**

<i>Тригуба А., Фтома О., Тригуба І., Сидорчук Л., Боярчук О.</i> Ідентифікація ризиків цінності проектів створення кооперативів кормозабезпечення сімейних молочних ферм .....	177
--	-----

**Розділ 9  
ІНЖЕНЕРІЯ БЕЗПЕКИ ДОВКІЛЛЯ  
ТА БЕЗПЕКИ АГРОПРОМИСЛОВОГО ВИРОБНИЦТВА**

<i>Тимочко В., Городецький І., Березовецький А.</i> Оцінка ризику під час роботи на металообробних верстатах токарної групи .....	187
---	-----

# CONTENT

---

---

## Chapter 1 PHYSICAL, MECHANICAL AND TECHNOLOGICAL PROPERTIES OF SOILS, AGRICULTURAL AND RAW MATERIALS

<i>Brovarets A.</i> Justification of functional structure of the information and technical system of agrobiological state operational monitoring of the soil .....	5
<i>Krupych R., Shevchuk R., Krupych O., Levko S., Salo Ya.</i> Research of the aggregate coefficient of rigidity of the walnut fruit branches .....	14
<i>Sheremeta R.</i> Review of reological models .....	22

## Chapter 2 MACHINES AND WORK PROCESS OF AGRO INDUSTRIAL PRODUCTION

<i>Aulin V., Pankov A., Shcheglov A.</i> The research of jet pneumatic sowing devices of discrete action for rapid sowing in the information system of agriculture .....	31
<i>Pogorelyy S.</i> Experimental investigations of type indicators MEZ-330 «Autotractor» depending on its construction parameters .....	41
<i>Stepanenko S., Kotov B.</i> Theoretical investigations of the air flow of the movement in its grain mixtures .....	47
<i>Oliynyk Ye., Voytyuk V.</i> Analysis of technological supply of powder components corresponders of cycoria to the owner .....	53
<i>Pankiv M., Pidhursky M., Baranovsky V.</i> Technological aspects of development modules of transport-technological systems machines for cleaning of corps .....	65
<i>Semen O., Kuzenko D., Semen Ya.</i> Theoretical study of parameters of the «drum – garlic clove – fork» system of the garlic planter .....	77
<i>Korunyak P., Baranovych S., Vlasyyuk I.</i> Enhancement of the efficiency of shaking conveyors .....	86
<i>Paslavskyi V.</i> Screw oil press with cooling system .....	92

## Chapter 3 TECHNOLOGICAL PROCESSES AND EFFICIENT MACHINE USE IN AGRO ENGINEERING

<i>Dnes V., Kudrynetskyi R., Skibchik V.</i> On the efficiency of use of grain combines harvesting in conformity with natural production conditions .....	99
<i>Duganets V., Pukas V., Lub P., Sharybura A.</i> Statistical regularities of the biological-subject initial conditions formation for the sugar beet harvesting technological processes .....	107

## Chapter 4 POWER ENGINEERING OF THE AGRO-INDUSTRIAL COMPLEX

<i>Wcisło G., Didukh V., Tomiuk V.</i> Investigation on the effect of application of the factions of sapropel on the energy indicators of briquettes made from the straw and common flax hurds .....	113
--	-----

## Chapter 5 ELECTROTECHNICAL COMPLEXES AND SYSTEMS IN AGRO INDUSTRIAL PRODUCTION

<i>Levoniuk V., Chaban G.</i> Research of electrical mechanical processes in circuit breaker ultra-high voltage .....	121
<i>Hudym V., Kuzin O., Nazarovets O.</i> Research of microstructure of wires of internal electromagnetic fuel in fire conditions .....	129
<i>Hrechyn D., Drobot I., Herman A.</i> The classical method of linear circuits transients with polynomial inputs .....	140
<i>Tchaban V., Herman A.</i> Analysis of steady-state harmonic electric skin-effect in the bypass of the curves of EMDE .....	148

**Chapter 6**  
**RELIABILITY AND TECHNICAL SERVICE OF MACHINES**

*Kalahan O., Zadorozhna K., Student M., Veselivska H.* Improvement of wear resistance of aluminum alloy D16 by different methods of surface hardening .....153

**Chapter 7**  
**MACHINES, PROCESSES AND SYSTEMS SIMULATION  
IN AGRO ENGINEERING**

*Hrytsay Yu.* Mathematical model of process of moving of the ground up root crops screw conveyer-grinding .....161

*Palamarchuk I., Kiurchev S., Verkholtantseva V., Kolodii O.* Mathematical modeling of vyoaspiration separation of seed material .....172

**Chapter 8**  
**INFORMATION TECHNOLOGIES AND SYSTEMS.  
PROJECT MANAGEMENT IN AGRO ENGINEERING**

*Tryhuba A., Ftoma O., Tryhuba I., Sidorchuk L., Boyarchuk O.* The identification of risks value of projects for the creation of family dairy farms and feed supply cooperatives .....177

**Chapter 9**  
**ENVIRONMENTAL ENGINEERING AND AGRO INDUSTRIAL PRODUCTION SAFETY**

*Tymochko V., Horodetskyi I., Berezovetskyi A.* Risk assessment at work on metal-working machine of turning group .....187

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

**ВІСНИК  
ЛЬВІВСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО  
АГРАРНОГО УНІВЕРСИТЕТУ**

**Агроінженерні дослідження**

№ 22

Редактор: Д. Б. Дончак  
Коректор: Н. В. Скосарьова  
Технічний редактор: Н. І. Максимюк

Перелік наукових фахових видань України  
Наказ МОН України № 241 від 09.03.2016 р., додаток 9

Львівський національний аграрний університет  
80381, Львівська обл., Жовківський р-н, м. Дубляни,  
вул. Володимира Великого, 1  
Свідоцтво ДК № 1380 від 3.06.2003 р.

Підписано до друку 27.12.2018. Формат 60×84<sup>1</sup>/<sub>8</sub>.  
Папір офс. Гарнітура «Таймс». Друк на різнографі.  
Обл.-вид. арк. 10,53. Ум. друк. арк. 12,50.  
Наклад 500. Зам. 478.

Друк ФОП Гуменицький М. В.  
81630, Львівська обл., Миколаївський р-н,  
с. Гонятичі, вул. Польова, 10  
Свідоцтво фізичної особи-підприємця № 083613 від 18.08.2008 р.