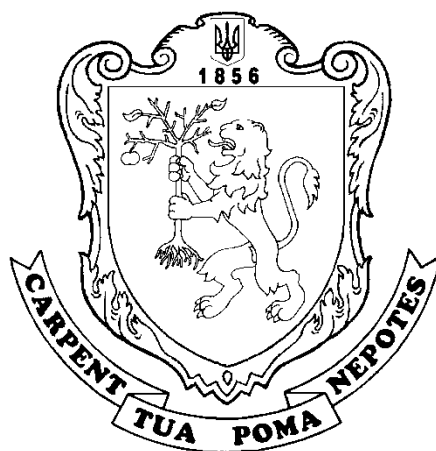


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ

ВІСНИК
ЛЬВІВСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО
УНІВЕРСИТЕТУ ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ

Агроінженерні дослідження
№ 26



Львів 2022

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 університету природокористування
(протокол № 5 від 28.12.2022 р.)*

РЕДАКЦІЙНА КОЛЕГІЯ:

Ковалишин Степан, к. т. н., професор, Львівський національний університет природокористування (головний редактор);
Власовець Віталій, д. т. н., професор, Львівський національний університет природокористування (заступник головного редактора);

Бабич Михайло, к. т. н., доцент, Львівський національний університет природокористування (відповідальний секретар);

Алексюк-Гаврон Йоанна, доктор наук, Варшавський університет наук про життя (Польща);

Бєлоєв Іван, доктор наук, Русенський університет імені Ангела Канчева (Болгарія);

Братішко Вячеслав, д. т. н., професор, Національний університет біоресурсів і природокористування України;

Валовський Гжегож, доктор наук, Інститут технологій і наук про життя (Польща);

Гнатів Андрій, д. т. н., професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет;

Голімовський Войцех, доктор наук, професор, Вроцлавський університет економіки та бізнесу (Польща);

Горбай Орест, д. т. н., доцент, Національний університет «Львівська політехніка»;

Городецький Іван, к. т. н., доцент, Львівський національний університет природокористування;

Гуменюк Руслан, к. т. н., доцент, Львівський національний університет природокористування;

Гюнер Фарук, доктор наук, професор, Гіресунський університет (Туреччина);

Данченко Олена, д. т. н., професор, Черкаський державний технологічний університет;

Зубко Владислав, д. т. н., доцент, Сумський національний аграрний університет;

Кангалов Пламен, доктор наук, професор, Русенський університет імені Ангела Канчева (Болгарія);

Келбаса Павел, доктор наук, професор, Краківський аграрний університет імені Гуго Коллонтая (Польща);

Керницький Іван, д. т. н., професор, Львівський національний університет природокористування;

Консчний Річард, доктор наук, професор, Академія імені Якуба з Парадижу (Польща);

Крушельніцка Вероніка, доктор наук, Бидгощська Політехніка (Польща);

Левонюк Віталій, к. т. н., доцент, Львівський національний університет природокористування;

Луб Павло, к. т. н., доцент, Львівський національний університет природокористування;

Лула Павел, доктор наук, професор, Краківський економічний університет (Польща);

Ляшук Олег, д. т. н., професор, Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя;

Мірошник Олександр, д. т. н., професор, Державний біотехнологічний університет;

Медиковський Микола, д. т. н., професор, Національний університет «Львівська політехніка»;

Олісевич Мирослав, д. т. н., професор, Львівський національний університет природокористування;

Приставка Мирослав, доктор наук, Словацький університет сільськогосподарства в Нітрі (Словаччина);

Пташник Вадим, к. т. н., доцент, Львівський національний університет природокористування;

Радомська-Залас Александра, доктор наук, Академія імені Якуба з Парадижу (Польща);

Роговський Іван, д. т. н., професор, Національний університет біоресурсів і природокористування України;

Самборський Сильвестр, д. т. н., професор, Люблінська Політехніка (Польща);

Сиротюк Сергій, к. т. н., доцент, Львівський національний університет природокористування;

Сукач Олег, к. т. н., доцент, Львівський національний університет природокористування;

Ткачук Ростислав, д. т. н., професор, Львівський державний університет безпеки життєдіяльності;

Томпоровський Анджей, д. т. н., професор, Бидгощська Політехніка (Польща);

Тригуба Анатолій, д. т. н., професор, Львівський національний університет природокористування;

Тюран Ян, доктор наук, професор, Університет Нови-Сад (Сербія);

Фіндура Павел, доктор наук, професор, Словацький університет сільськогосподарства в Нітрі (Словаччина);

Харченко Сергій, д. т. н., професор, Державний біотехнологічний університет;

Чабан Андрій, д. т. н., професор, Львівський національний університет природокористування;

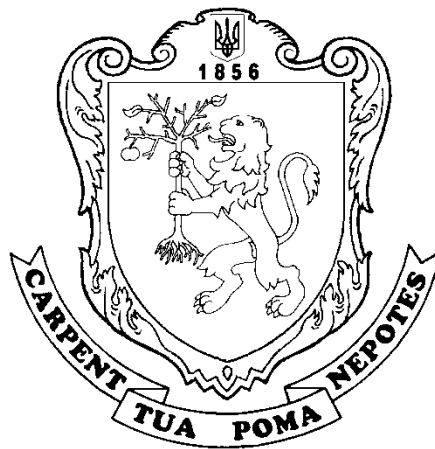
Чубик Роман, к. т. н., доцент, Національний університет «Львівська політехніка»;

Швець Олексій, к. т. н., Львівський національний університет природокористування.

MINISTRY OF EDUCATION AND SCIENCE OF UKRAINE
LVIV NATIONAL ENVIRONMENTAL UNIVERSITY

BULLETIN
OF LVIV NATIONAL
ENVIRONMENTAL UNIVERSITY

Agroengineering research
№ 26



Lviv 2022

The Bulletin presents results of theoretical and experimental researches as well as reviews in the field of agroengineering on the following issues: studies of the properties of agricultural materials and soils; scientific principles of designing new machines and technologies; mechanization and automation of the processes and operations of agro-industrial production; modern technologies and technological processes of industrial engineering; reliability and efficient technical service of machines; power engineering (particularly renewable energy); application of information systems in agroengineering, as well as project and program management; simulation of processes, technological and production systems (cultivation, transportation, storage, primary processing of agricultural products); engineering aspects of environmental safety and labor safety in agro-industrial production.

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 Environmental University
(minutes No. 5 dated 28.12.2022)*

EDITORIAL BOARD:

Kovalyshyn Stepan, Candidate of Technical Sciences (PhD), professor, Lviv National Environmental University, Ukraine (editor-in-chief);

Vlasovets Vitalii, Doctor of Technical Sciences, professor, Lviv National Environmental University, Ukraine (deputy editor);

Babych Mykhailo, Candidate of Technical Sciences (PhD), associate professor, Lviv National Environmental University, Ukraine (executive secretary);

Aleksiejuk-Gawron Joanna, PhD, Warsaw University of Life Sciences, Poland;

Beloev Ivan, PhD, Angel Kanchev University of Ruse, Bulgaria;

Bratishko Viacheslav, Doctor of Technical Sciences, professor, National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, Ukraine;

Walowski Grzegorz, PhD, Institute of Technology and Life Sciences, Poland;

Hnatov Andrii, Doctor of Technical Sciences, professor, Kharkiv National Automobile and Highway University, Ukraine;

Golimowski Wojciech, PhD, professor, Wroclaw University of Economics and Business, Poland;

Horbai Orest, Doctor of Technical Sciences, associate professor, Lviv Polytechnic National University, Ukraine;

Horodetskyi Ivan, Candidate of Technical Sciences (PhD), associate professor, Lviv National Environmental University, Ukraine;

Humeniuk Ruslan, Candidate of Technical Sciences (PhD), associate professor, Lviv National Environmental University, Ukraine;

Faruk Güner, PhD, professor, Giresun University, Turkey;

Danchenko Olena, Doctor of Technical Sciences, professor, Cherkasy State Technological University, Ukraine;

Zubko Vladyslav, Doctor of Technical Sciences, associate professor, Sumy National Agrarian University, Ukraine;

Kangalov Plamen, PhD, professor, Angel Kanchev University of Ruse, Bulgaria;

Kielbasa Pawel, PhD, professor, University of Agriculture in Krakow, Poland;

Kernytskyi Ivan, Doctor of Technical Sciences, professor, Lviv National Environmental University, Ukraine;

Konieczny Ryszard, PhD, professor, Jacob of Paradies University, Poland;

Kruszelnicka Weronika, PhD, Bydgoszcz University of Science and Technology, Poland;

Levoniuk Vitaliy, Candidate of Technical Sciences (PhD), associate professor, Lviv National Environmental University, Ukraine;

Lub Pavlo, Candidate of Technical Sciences (PhD), associate professor, Lviv National Environmental University, Ukraine;

Lula Pawel, PhD, professor, Cracow University of Economics, Poland;

Liashuk Oleh, Doctor of Technical Sciences, professor, Ternopil Ivan Pului National Technical University, Ukraine;

Miroshnyk Oleksandr, Doctor of Technical Sciences, professor, State Biotechnological University, Ukraine;

Medykovskiy Mykola, Doctor of Technical Sciences, professor, Lviv Polytechnic National University, Ukraine;

Olishevych Myroslav, Doctor of Technical Sciences, professor, Lviv National Environmental University, Ukraine;

Pristavka Miroslav, PhD, professor, Slovak University of Agriculture in Nitra, Slovak Republic;

Ptashnyk Vadym, Candidate of Technical Sciences (PhD), associate professor, Lviv National Environmental University, Ukraine;

Radomska-Zalas Aleksandra, PhD, Jacob of Paradies University, Poland;

Rohovskiy Ivan, Doctor of Technical Sciences, professor, National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, Ukraine;

Samborski Sylwester, Doctor of Technical Sciences, professor, Lublin University of Technology, Poland;

Syrotiuk Serhii, Candidate of Technical Sciences (PhD), associate professor, Lviv National Environmental University, Ukraine;

Sukach Oleh, Candidate of Technical Sciences (PhD), associate professor, Lviv National Environmental University, Ukraine;

Tkachuk Rostyslav, Doctor of Technical Sciences, professor, Lviv State University of Life Safety, Ukraine;

Tompowski Andrzej, Doctor of Technical Sciences, professor, Bydgoszcz University of Science and Technology, Poland;

Tryhuba Anatolii, Doctor of Technical Sciences, professor, Lviv National Environmental University, Ukraine;

Turan Jan, PhD, professor, University of Novi Sad, Serbia;

Findura Pavol, PhD, professor, Slovak University of Agriculture in Nitra, Slovak Republic;

Kharchenko Serhii, Doctor of Technical Sciences, professor, State Biotechnological University, Ukraine;

Chaban Andrii, Doctor of Technical Sciences, professor, Lviv National Environmental University, Ukraine;

Chubyk Roman, Candidate of Technical Sciences (PhD), associate professor, Lviv National Environmental University, Ukraine;

Shvets Oleksii, Candidate of Technical Sciences (PhD), Lviv National Environmental University, Ukraine.

Розділ 1

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

УДК 631.358

ДОСЛІДЖЕННЯ ФІЗИКО-МЕХАНІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ПЛОДІВ ВОЛОСЬКИХ ГОРІХІВ

**Зіновій Гошко, к. т. н., Володимир Буртак, к. т. н.,
Роман Шевчук, д. с.-г. н., Мирон Магац, к. т. н., Руслан Барабаш, к. т. н.**

*Львівський національний університет природокористування,
вул. Володимира Великого, 1, м. Дубляни, Львівський р-н,
Львівська обл., Україна,
e-mail: zdenuk@gmail.com*

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2022.26.005>

Гошко З., Буртак В., Шевчук Р., Магац М., Барабаш Р. Дослідження фізико-механічних властивостей плодів волоських горіхів

Стаття присвячена дослідженню фізико-механічних властивостей плодів волоських горіхів, які слід враховувати в їх післязбиральному обробітку, адже надалі всі плоди піддаються механічній дії: руйнуванню оболонки, відділенню ядра, очищенню, транспортуванню, зберіганню, переробці тощо. Проектування та розрахунок обладнання для здійснення механічних операцій неможливі без знання технологічних властивостей складових плоду (шкаралупи, ядра). Значення зусилля руйнування шкаралупи горіха необхідно знати для встановлення оптимальних і раціональних параметрів робочих органів, що забезпечують руйнування шкаралупи й відділення її від ядра, а також у проектуванні машин та апаратів харчової промисловості. Значення об'ємного й масового коефіцієнтів дають змогу встановити співвідношення виходу очищеного ядра до загальної маси та об'єму плоду.

Для виконання поставлених завдань була розроблена програма експериментальних досліджень, яка передбачала визначення таких фізико-механічних властивостей горіхів сорту Чернівецький та Буковинський, які добре зарекомендували себе в європейських країнах і добре культивуються в західних областях України: масові і розмірні показники; масовий коефіцієнт; об'ємний коефіцієнт; робота, що витрачається на руйнування шкаралупи горіха.

У процесі досліджень були отримані результати, які свідчать, що діапазон коливань значень за розмірними показниками плодів горіха незначний, а значення коефіцієнта варіації не перевищує 10 %. Отже, у процесі проектування сортувальних та калібрувальних машин суттєвих проблем під час розділення плодів горіха виникати не буде. Досліджувані сорти дають значний вихід продукції вищого (50 %) та першого (45 %) сортів, що відповідає масовим коефіцієнтам $\mu_{\text{маск}}=0,5$ і $\mu_{\text{ср}}=0,45$ відповідно.

Плоди цих сортів можна віднести до середньостінних із товщиною шкаралупи 1,1–1,3 мм, а значення роботи її руйнування необхідно враховувати під час проектування подрібнювальних машин.

Ключові слова: волоські горіхи, фізико-механічні властивості, розмірні показники, жири, білки, вуглеводи, маса, довжина, товщина, ширина, енергія руйнування.

Hoshko Z., Burtak V., Shevchuk R., Mahats M., Barabash R. Study of the physical and mechanical properties of walnuts

This article is devoted to studying the physical and mechanical properties of walnuts, which should be considered in their post-harvest treatment, because afterwards all nuts undergo mechanical actions, in particular destruction of shell, separation of kernel, cleaning, transporting, storage, processing, etc. Projecting and calculation of equipment for realization of mechanical operations are impossible without knowing the technological properties of constituents of fruit (shells, kernels). The effort of nut shell destruction should be known to set the optimal and rational parameters of operating parts which perform the functions of shell destruction and kernel separation, as well as to design machines and vehicles of food industry. Values of the volume and mass coefficients make it possible to establish the ratio of the yield of the purified kernel to the total weight and volume nuts.

To fulfill the set tasks, a program of experimental studies was developed. It involved studying the physical and mechanical properties of such walnut varieties as Chernivetskyi and Bukovynskyi which are highly appreciated in European countries and are successfully cultivated in the western regions of Ukraine. The studied properties included indices characterizing mass and size; mass coefficient; volume coefficient; work spent for shell destruction.

In the course of the research, the obtained results confirm that the range of fluctuations of the values for the dimensional indicators of walnut is insignificant, and the value of the variation coefficient does not exceed 10 %. Therefore, in the process of designing some sorting and calibrating machines, there will be no significant problems when separating walnut ker-

nels. The studied varieties give a significant output of products of the highest (50 %) and first (45 %) varieties, which corresponds to the mass coefficients $\mu_{\max}=0.5$ and $\mu_{\text{sr}}=0.45$, respectively.

The nut of these varieties can be classified as medium-walled with a shell thickness of 1.11–1.3 mm, and the value of the work spent for its destruction must be taken into account when designing crushing machines.

Key words: walnuts, physical and mechanical properties, size indices, fats, proteins, sugars, mass, length, thickness, width, energy of destruction.

Постановка проблеми. Фізико-механічні властивості плодів волоських горіхів є важливими показниками, які потрібно враховувати під час їх післязбирального обробітку, адже надалі всі плоди піддаються механічній дії: руйнуванню оболонки, відділенню ядра, очищенню, транспортуванню, зберіганню, переробці тощо [16; 17]. Проектування та розрахунок обладнання для здійснення механічних операцій неможливі без знання технологічних властивостей складових плоду (шкаралупи, ядра). Значення зусилля руйнування шкаралупи горіха необхідно знати для встановлення оптимальних та раціональних параметрів робочих органів, що забезпечують руйнування шкаралупи та відділення її від ядра, а також під час проектування машин та апаратів харчової промисловості [6–14]. Значення об'ємного та масового коефіцієнтів дають змогу встановити співвідношення виходу очищеного ядра до загальної маси та об'єму плоду [15].

Аналіз останніх досліджень і публікацій.

Горіх волоський – одне з чудес, створених природою. За властивостями він не має собі рівних серед рослин. Греки називали його «святим мозку». У харчовій промисловості використовують ядра горіхів, енергетична цінність 100 г горіхів становить понад 850 кал. Ядро горіха містить 65–70 % жирів, 12–17 % білків, 7–13 % вуглеводів. Продукти, отримані на основі волоського горіха, мають високі органолептичні властивості. Наявність в ядрі горіхів поліненасичених жирних кислот та комплексних сполук йоду дозволяє поставити їх у ряд продуктів, призначених для населення, що проживає в екологічно несприятливих зонах, завдяки їх захисту від шкідливих чинників. За калорійністю волоський горіх перевершує свинину в 1,5 раза, мед – у 2,5, хліб – у 3, рибу – у 7,8, молоко і картоплю – у 10 разів. Саме тому ядра горіха рекомендують вживати при фізичній та розумовій перевтомі, втраті ваги, після важкої хвороби. Крім того, у плодах горіха містяться каротин, вітаміни групи В, Е, Р, солі магнію, кальцію, йоду, калію, заліза, кобальту, фітонциди, рослинна олія (58–

75 %). Білок горіхового ядра містить близько 16 вільних амінокислот, майже половина з них незамінні: вони не синтезуються в організмі людини, а мають надходити з їжею.

Середня врожайність волоського горіха в промислових садах залежно від сорту, віку, регіону та особливостей вирощування коливається в межах 30–80 кг плодів з дерева. Маса плодів коливається в межах 10–20 г. Від маси плодів залежить і їх діаметр [1–5].

За якістю їх поділяють на три сорти (ГОСТ 16832-71) [15] залежно від розміру горіхів. До вищого сорту належать горіхи з поперечним діаметром не менше 28 мм, першого – не менше 25 мм, другого – не менше 20 мм. Вихід зерна з горіхів становить: вищого сорту – не менше 50 %, першого – не менше 45 %, другого – не менше 35 %. Вологість ядра не має перевищувати 10 % [18].

За товщиною шкаралупи горіхи поділяють на тонкостінні (0,8–1,1 мм), середньостінні (1,11–1,3 мм) і товстостінні (1,31 мм і більше).

Згідно з літературними даними, вихід ядра від тонкостінних горіхів становить близько 50 % від маси плоду, товстостінних – 30–35 % [4].

Постановка завдання. Наше завдання – визначення фізико-механічних властивостей горіхів волоських сортів Чернівецький та Буковинський як об'єктів збирання і післязбирального обробітку.

Виклад основного матеріалу. Для вирішення поставлених завдань була розроблена програма експериментальних досліджень, яка передбачала визначення таких фізико-механічних властивостей волоських горіхів сортів Чернівецький та Буковинський, що позитивно зарекомендували себе і активно культивуються в західних областях України:

- розмірні показники (a – висота, b – товщина, c – ширина) (рис. 1, а);
- об'ємний ($\eta = V_{\text{я}}/V_{\text{т}}$) (рис. 2) та масовий ($\mu = m_{\text{я}}/m_{\text{т}}$) коефіцієнти (див. рис. 1, б, в) [2];
- робота, що затрачається на руйнування шкаралупи горіха (рис. 3).



а)

б)

в)

Рис. 1. Вимірювання розмірних і масових показників горіха і ядра
Fig. 1. Measurement of dimensional and mass parameters of the nut and kernel

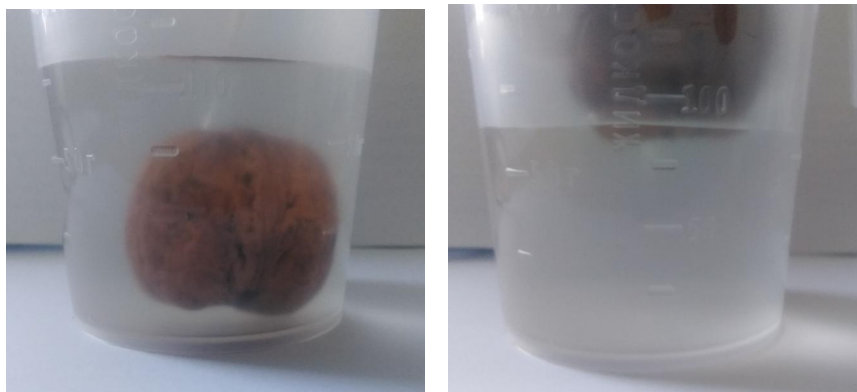


Рис. 2. Визначення об'єму плоду горіха
Fig. 2. Determination of the volume of the nut fruit

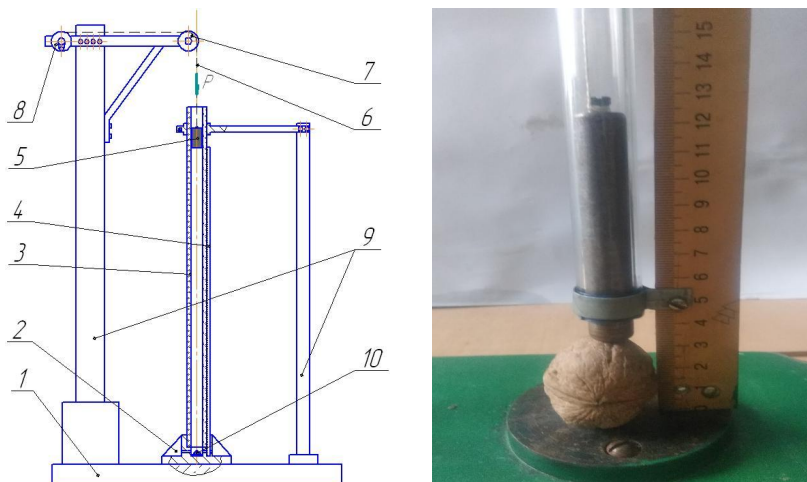


Рис. 3. Стенд для визначення роботи, що затрачається на руйнування шкаралупи горіха:
 1 – станина; 2 – підставка; 3 – колба; 4 – лінійка; 5 – тягарець; 6 – линва; 7 – поліпаст;
 8 – котушка з фіксатором; 9 – штатив; 10 – дослідний зразок

Fig. 3. Stand for determining the work spent on destroying the nut shell:
 1 – bed; 2 – stand; 3 – bulb; 4 – ruler; 5 – burden; 6 – linva; 7 – polypast; 8 – coil with a lock;
 9 – tripod; 10 – test sample

Для проведення досліджень здійснювали вибірку з 50 здорових повноцінних плодів волоських горіхів сортів Чернівецький та Буковинський. Дослідження проводили в лабораторних умовах з допомогою перерахованого вимірювального обладнання.

Енергію руйнування шкаралупи горіха можна визначити дослідним шляхом за допомогою приладу копрного типу.

Прилад (див. рис. 3) складається зі станини 1, яка встановлюється на горизонтальній площині, підставки 2 (кріпиться до станини), в якій кріплять колбу 3, що виконує функцію напрямної для тягарця 5, на стінці колби також наклеєна мірна лінійка 4, досліджуваний зразок 10 встановлюється на дні підставки 2. Тягарець 5 кріпиться, у підвищеному стані, з допомогою линви 6 через поліспаст у котушці з фіксатором 8. Усі складові елементи приладу закріплені у штативі 9.

Енергію руйнування шкаралупи горіха визначають з допомогою тягарця, положення якого періодично змінюють за висотою. У кожному випадку ударного руйнування частина потенціальної енергії тягарця витрачається на виконання роботи руйнування (деформації) шкаралупи горіха, а також на подолання тертя між тертьовими поверхнями напрямної колби.

У нашому випадку приймаємо, що робота, яка затрачається на подолання сил тертя, є настільки малою порівняно з роботою удару, що ми нею нехтуємо.

На копр, який використаний у наших дослідженнях, діють дві сили: вага тягарця і сила тертя линви в котушці (її значення настільки мале, що в подальших розрахунках не враховується). Унаслідок удару тягарця по шкаралупі горіха відбувається її руйнування, наше завдання – визначити роботу удару (енергію руйнування).

Відповідно до закону збереження енергії, повна енергія копра дорівнює:

$$E = E_n + E_k = mgh + \frac{mV^2}{2} = const. \quad (1)$$

Потенціальна енергія mgh початкового положення копра переходить у кінетичну енергію $\frac{mV^2}{2}$. Проходячи нижню точку, тягарець має кінетичну енергію, яка, будемо вважати, повністю затрачається на виконання роботи руйнування:

$$E_n = E_k \quad \text{або} \quad \frac{mV^2}{2} = mgh.$$

Робота, що затрачається на руйнування, рівна зміні енергії, її можна записати:

$$A = \Delta E = RS, \quad (2)$$

де ΔE – зміна енергії; R – зусилля руйнування, Н; S – шлях, на якому відбулося руйнування (шлях руйнування відповідає товщині шкаралупи горіха), мм. У нашому випадку $\Delta E_k = A$, отже, ми маємо право записати:

$$R = \frac{mgh}{S}, \quad (3)$$

де m – маса тягарця, г; h – висота встановлення тягарця, мм.

Це і є остаточна формула розрахунку зусилля руйнування шкаралупи горіха.

На основі отриманих експериментальних даних було побудовано гістограми, полігони та криві накопичених дослідних ймовірностей (рис. 4–9).

Під час проектування подрібнювальних машин, їхніх вузлів і механізмів необхідно знати фізико-механічні властивості оброблюваних матеріалів, у нашому випадку плодів горіхів сортів Чернівецький та Буковинський, а саме роботу руйнування шкаралупи.

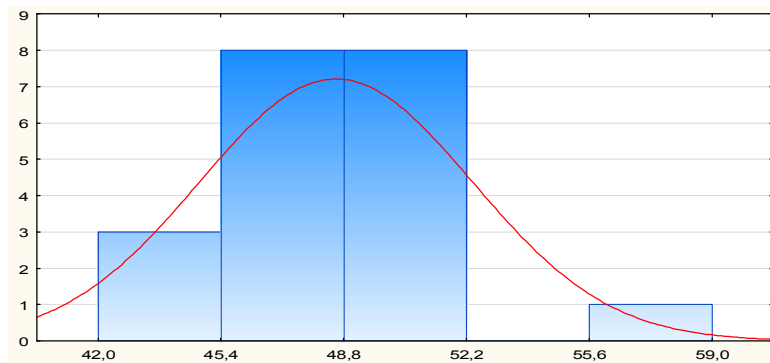


Рис. 4. Гістограма розподілу плодів горіха за висотою a , мм
Fig. 4. Histogram of the distribution of walnut fruits by height a , mm

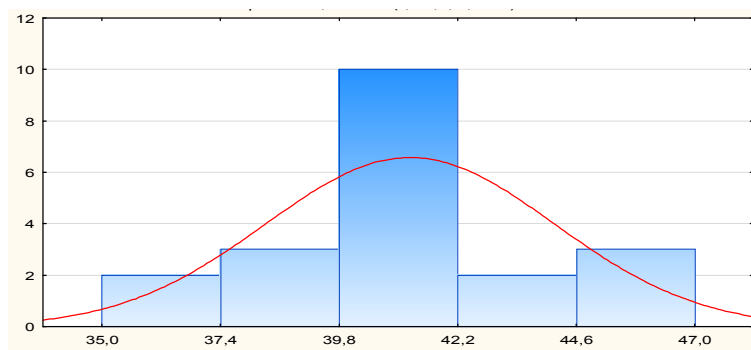


Рис. 5. Гістограма розподілу плодів горіха за товщиною b , мм
Fig. 5. Histogram of the distribution of walnut fruits by thickness b , mm

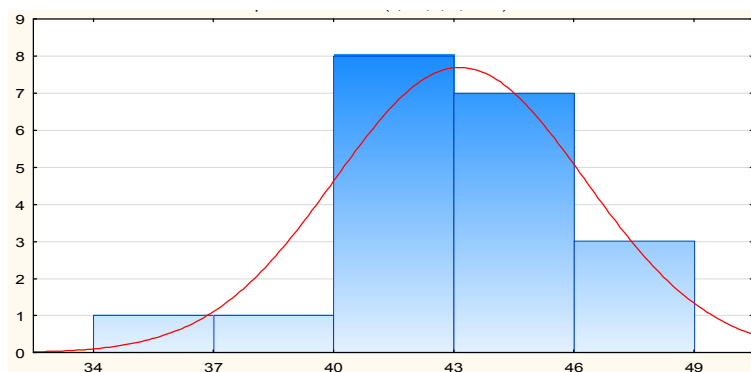


Рис. 6. Гістограма розподілу плодів горіха за шириною c , мм
Fig. 6. Histogram of the distribution of walnut fruits by width c , mm

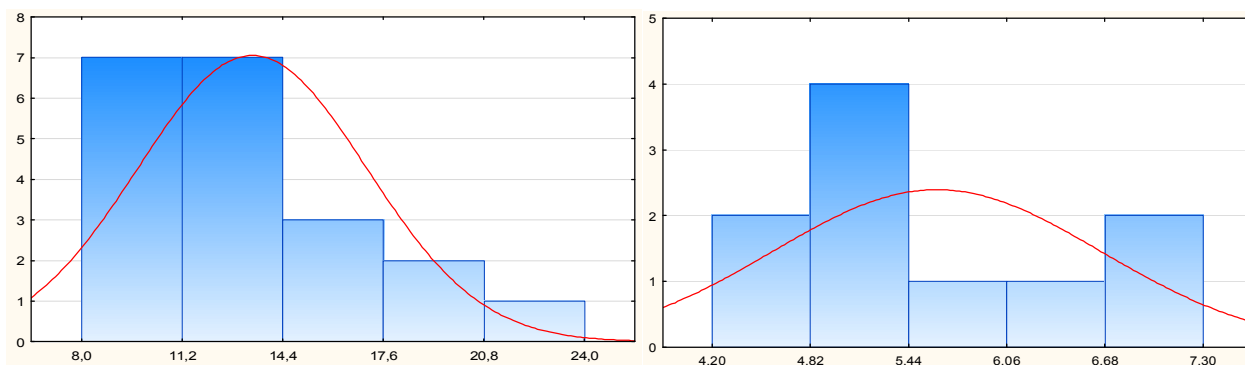


Рис. 7. Гістограма розподілу плодів та ядра горіха за масою m , г

Fig. 7. Histogram of the distribution of fruits and nut kern $E_k = \frac{mV^2}{2}$ els by mass m , g

Для визначення міцності зразка використовували розроблений нами прилад (рис. 10).

Визначаємо роботу, затрачену на руйнування, за формулою

$$A = mgh,$$

де m – маса тягарця, кг; g – прискорення вільного падіння, $g = 9,8 \text{ м/с}^2$; h – висота падіння тягарця, м.

Прилад (див. рис. 10) складається зі станини 1, яка встановлена на горизонтальній площині, підставки 2 (кріпиться до станини), в якій закріплюють скляну трубку 3, що виконує функцію напрямної для тягарця 5, до стінки трубки закріплена мірна лінійка 4, досліджуваній зразок матеріалу 10 встановлюється на підставку 2. Тягарець 5 кріпиться в підвішеному стані з допомогою лінви 6 через блок у катушці з фіксатором 8. Усі складові елементи приладу закріплені у штативі 9.

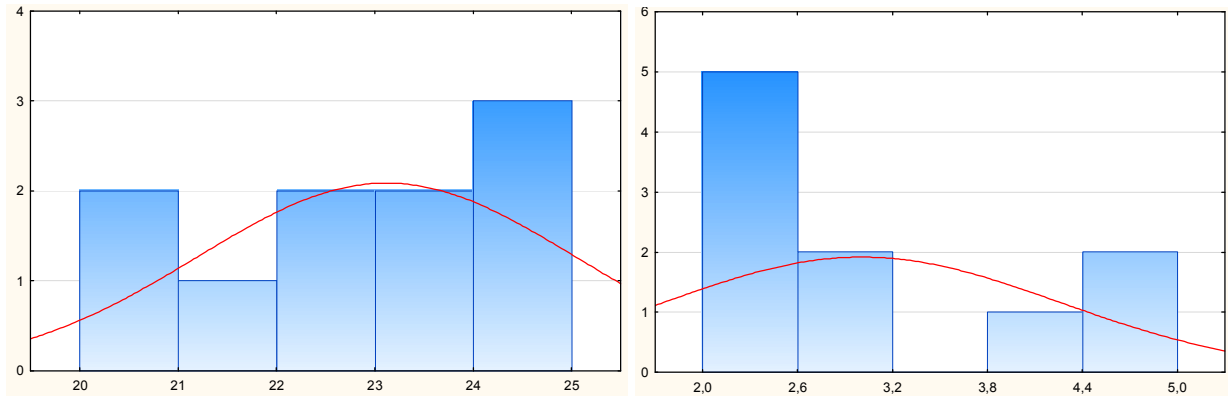


Рис. 8. Гістограма розподілу за об'ємом плодів V_f та ядра V_k горіха, mg^3
Fig. 8. Histogram of distribution by volume of fruit V_f and kernel V_k of a nut, mg^3

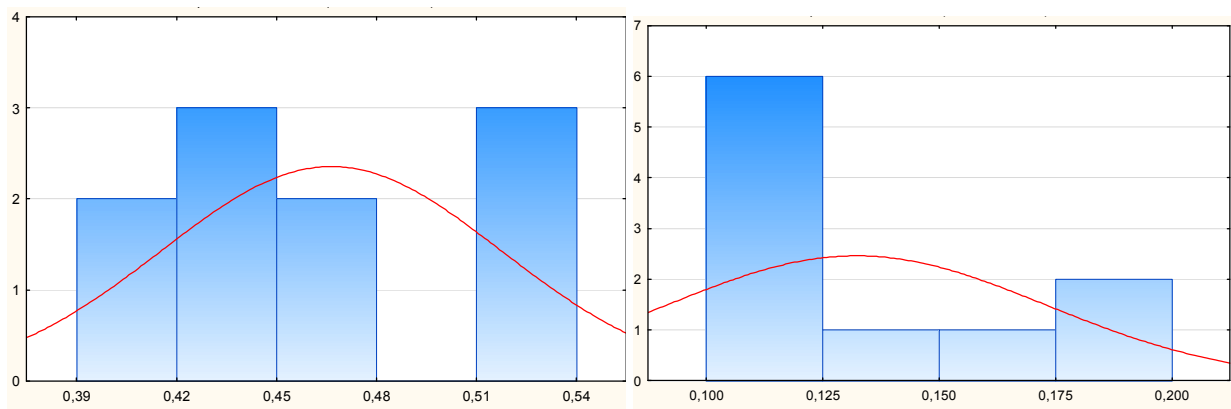


Рис. 9. Гістограма розподілу плодів та ядра горіха за масовим μ та об'ємним η коефіцієнтами
Fig. 9. Histogram of the distribution of fruits and nut kernels by mass μ and volume η coefficients

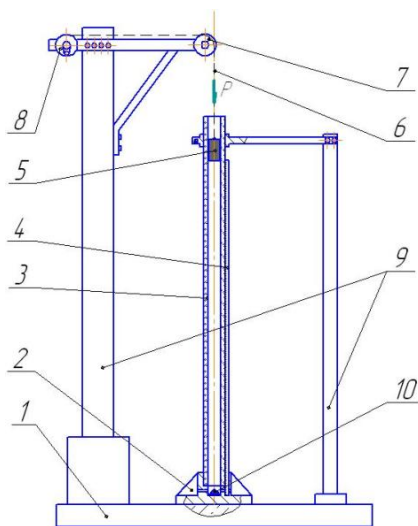


Рис. 10. Стенд для дослідження міцності шкаралупи горіхів і початку їх руйнування:
 1 – станина; 2 – підставка; 3 – напрямна трубка; 4 – лінійка; 5 – тягарець; 6 – линва; 7 – поліспаст;
 8 – котушка з фіксатором; 9 – штатив; 10 – дослідний зразок
Fig. 10. Stand for researching the strength of the shells of nuts and the beginning of their destruction:
 1 – bed; 2 – stand; 3 – guide tube; 4 – ruler; 5 – burden; 6 – polyspast; 7 – polyspast; 8 – a coil with a lock;
 9 – tripod; 10 – test sample

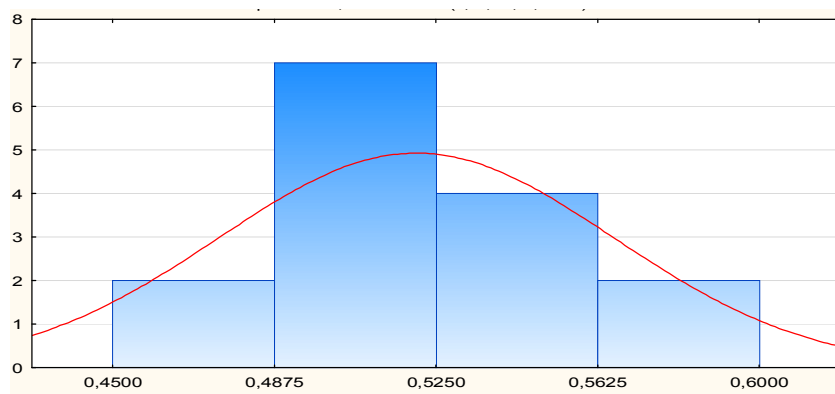


Рис. 11. Гістограма розподілу плодів горіха за роботою руйнування шкаралупи A_o , Дж
Fig. 11. Histogram of the distribution of walnut fruits according to the work of destruction of the shell A_o , J

Енергію руйнування горіхів визначали за допомогою тягарця, положення якого періодично змінювали за висотою. Під час ударного руйнування частина потенціальної енергії тягарця витрачається на виконання роботи руйнування (деформації) шкаралупи горіха, а також на подолання тертя між третьовою поверхнею напрямної трубки.

У нашому випадку приймаємо, що робота, яка витрачається на подолання сил тертя, є настільки малою порівняно з роботою удару, що ми нею нехтуємо.

На ударник, який використаний у нашій роботі, діють дві сили: вага тягарця і сила тертя лінви в котушці (її значення настільки мале, що в подальших розрахунках не враховується). Унаслідок удару тягарця об шкаралупу горіха відбувається її руйнування, наше завдання – визначити роботу удару (зусилля руйнування шкаралупи) (рис. 11).

Висновки. Аналізуючи отримані результати експериментальних досліджень та побудовані на їхній основі експериментальні криві, можна зробити такі висновки щодо плодів грецьких горіхів сортів Чернівецький та Буковинський:

- висота $a_{\min}=42$ мм, $a_{\max}=49$ мм, $a_{\text{ср}}=45,5$ мм, $V_{\text{коэф. варіац.}}=10\%$;
- товщина $b_{\min}=35$ мм, $b_{\max}=47$ мм, $b_{\text{ср}}=41$ мм, $V_{\text{коэф. варіац.}}=8\%$;
- ширина $c_{\min}=34$ мм, $c_{\max}=49$ мм, $c_{\text{ср}}=41,5$ мм, $V_{\text{коэф. варіац.}}=9\%$;
- масовий коефіцієнт $\mu_{\min}=0,39$, $\mu_{\max}=0,54$, $\mu_{\text{ср}}=0,46$;
- об'ємний коефіцієнт $\eta_{\min}=0,1$, $\eta_{\max}=0,2$, $\eta_{\text{ср}}=0,15$;
- робота руйнування оболонки $A_{o\min}=0,45$ Дж, $A_{o\max}=0,6$ Дж, $A_{o\text{ср}}=0,525$ Дж.

Отримані результати свідчать, що діапазон коливань значень за розмірними показниками плодів горіха незначний, а значення коефіцієнта варіації не перевищує 10%. Отже, у процесі проєктування сортувальних та калібрувальних машин суттєвих проблем під час розділення плодів горіха виникати не буде. Досліджувані сорти дають значний вихід продукції вищого (50%) та першого (45%) сортів, що відповідає масовим коефіцієнтам $\mu_{\max}=0,5$ і $\mu_{\text{ср}}=0,45$ відповідно.

Плоди цих сортів можна віднести до середньостінних із товщиною шкаралупи 1,11–1,3 мм, а значення роботи її руйнування необхідно враховувати під час проєктування подрібнювальних машин.

Бібліографічний список

1. Божок О. П., Божок В. О. Про перспективи вирощування горіха грецького на території України. *Науковий вісник НЛТУ України*. 2017. Вип. 27 (3). С. 25-29.
2. Буряк В., Пахно В. Сучасний стан та перспективи виробництва й споживання горіхів в Україні. *Сад, виноград і вино України*. 2014. № 1/3. С. 16-19.
3. Волков В., Волкова Н. Что скрывает скорлупа. *Огородник*. 2013. № 1. С. 20-21.
4. Гошко З. О., Крулич О. М., Крулич Р. О. Дослідження фізико-механічних властивостей плодів лісових горіхів. *Вісник Львівського національного аграрного університету. Агроінженерні дослідження*. 2017. № 21. С. 30-37.
5. Гошко З. О., Магац М. И. Исследование физико-механических свойств плодов фундука. *Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности А = mgh и:* Междунар. науч.-техн. конф. (г. Могилев, 24–25 окт. 2019 г.). Могилев, 2019. С. 49.
6. Орлова О. Использование грецкого ореха молочно-восковой спелости для разработки функциональных продуктов питания. *Процессы и аппараты пищевых производств*. 2014. № 1. С. 60-69.
7. Полевода Ю. А. Особенности реализации процесса лущения шкаралупы горіха між пластиною та сфе-

- ричною вставкою. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2019. № 4 (95). С. 69-75.
8. Полевода Ю. А. Дослідження процесу лущення волоських горіхів між двома паралельними пластинами. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2019. № 3 (94). С. 110-117.
9. Полевода Ю. А. Дослідження процесу сколювання шкаралупи горіхів в результаті силової дії на півсферичних поверхнях. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2020. № 3 (98). С. 111-119.
10. Представники роду *Juglans* як джерело одержання біологічно активних речовин / Б. Я. Литвин, Н. Є. Стадницька, Р. Т. Конечна, А. С. Кравич. *Вісник Національного університету «Львівська політехніка»*. 2011. № 700. С. 117-120.
11. Розробка комплексу технологічних машин для глибокої переробки волоського горіха: звіт про науково-дослідну роботу. / В. П. Янович та ін.; Вінницьк. нац. аграр. ун-т. № ДР 0118U001421. Вінниця, 2018. 82 с.
12. Сатіна Г. М. Формування внутрішнього і зовнішнього ринку волоських горіхів. *Матеріали шостих річних зборів Всеукраїнського конгресу вчених економістів-аграрників*. Київ: ННЦ ІАЕ, 2004. С. 299-303.
13. Статистичний щорічник України за 2016 рік. Київ: Знання, 2017. 650 с.
14. Стрела Т. Е. Орех грецкий. Киев: Наук. думка, 1990. 192 с.
15. Крупич О. М., Левко С. І., Крупич Р. О. Спосіб визначення об'єму тіл неправильної форми. *Вчені Львівського національного аграрного університету виробництву: каталог інноваційних розробок*. Львів, 2014. № 14. С. 63.
16. Литовченко О. М., Павлюк В. В., Омельченко І. К. Кращі сорти плодів і горіхоплідних культур української селекції. Київ: Преса України, 2011. 144 с.
17. Шестопаль О. М., Сатіна Г. М. Природно-економічні передумови промислового вирощування горіха грецького в Україні. *Збірник наукових праць Луганського державного аграрного університету*. 2002. № 14 (26). С. 392-396.
18. Щепотьєв Ф. Л., Павленко Ф. А., Ріхтер О. А. Горіхи. 2-ге вид., перероб. і допов. Київ: Урожай, 1987. 184 с.

Стаття надійшла 20.09.2022

Розділ 2

МАШИНИ ТА РОБОЧІ ПРОЦЕСИ АГРОПРОМИСЛОВОГО ВИРОБНИЦТВА

УДК 621.867.4

ОБГРУНТУВАННЯ ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ГВИНТОВИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ЗІ ЩІТКОПОДІБНОЮ ЕЛАСТИЧНОЮ РОБОЧОЮ ПОВЕРХНЕЮ

Іван Гевко, д. т. н., Андрій Станько, Андрій Пік, к. т. н., Роман Лещук, к. т. н.,
Олег Гурик, к. т. н.

*Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя,
вул. Руська, 56, м. Тернопіль, Україна,
e-mail: gevkoivan1@ukr.net*

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2022.26.013>

Гевко І., Станько А., Пік А., Лещук Р., Гурик О. Обґрунтування техніко-економічної ефективності використання гвинтових робочих органів зі щіткоподібною еластичною робочою поверхнею

Враховуючи вимогу мінімізації пошкодження під час транспортування насіннєвих зернових матеріалів, проведено техніко-економічне обґрунтування ефективності розроблених конструкцій гвинтових робочих органів з еластичними поверхнями. Встановлено, що шнекові транспортери дають пошкодження під час транспортування зерна в межах 1,2...8,6 %, а його багаторазове проходження по шнеку сприяє значному травмуванню зерна. Встановлено, що орієнтовні втрати середнього фермерського господарства в Україні за рахунок використання традиційних шнеків під час перевантаження насіннєвих зернових матеріалів становлять близько 0,7605 т за рік. Запобігти цим втратам можливо за рахунок розроблених і апробованих гвинтових робочих органів зі щіткоподібною еластичною робочою поверхнею, конструкції яких (зі щіткоподібним елементом та з кріпленням еластичних елементів на торцевій спіралі шнека) і способи їх виготовлення наведено в цій праці.

Виготовлення еластичного гвинтового робочого органа зі щіткоподібним елементом передбачає виконання такої послідовності технологічних операцій: розмітка (відповідно до прийнятого кроку) і свердління отворів по гвинтовій поверхні пустотілого вала; закріплення пустотілих циліндричних трубок в отворах по гвинтовій поверхні пустотілого вала; закріплення в пустотілих циліндричних трубках пучків еластичних щіткоподібних елементів; закріплення на торцевих поверхнях пустотілого вала цапф. Процес виготовлення шнеків з кріпленням еластичних елементів на торцевій спіралі передбачає виконання таких технологічних операцій: свердління свердлильною головкою отворів на торцевій поверхні навитої щільним пакетом на ребро спіралі; калібрування спіралі на заданий крок; жорстке закріплення спіралі із заданим кроком на поверхні пустотілого вала; механічне закріплення в отворах торцевої поверхні спіралі еластичних елементів; закріплення на торцевих поверхнях пустотілого вала цапф.

За проведеними підрахунками витрат на виготовлення еластичних поверхонь гвинтових робочих органів встановлено, що вартість виготовлення еластичного гвинтового робочого органа (довжиною $L = 4$ м, діаметром $D = 96$ мм та з кроком $T = 80$ мм) зі щіткоподібними елементами становить 971,03 грн, а з кріпленням еластичних елементів на торцевій поверхні спіралі – 880,52 грн. На підставі проведених розрахунків можна зробити висновок, що більший економічний ефект за рахунок зниження травмування зернових одержується за використання гвинтових робочих органів зі щіткоподібними елементами. Згідно з розрахунками, орієнтовний річний економічний ефект для фермерського господарства за використання гвинтових робочих органів зі щіткоподібними елементами порівняно з традиційними становить 3680,08 грн (станом на 01.2022 р.) і 3626,57 грн за використання гвинтових робочих органів із кріпленням еластичних елементів на торцевій поверхні спіралі. Однак, враховуючи те, що гвинтові робочі органи з кріпленням еластичних елементів на торцевій поверхні спіралі забезпечують значно вищу продуктивність порівняно зі шнеком із щіткоподібним елементом (в 1,34...1,5 раза), то їх застосування можна вважати більш пріоритетним.

Ключові слова: шнекові транспортери, еластична поверхня, травмування, пустотілий вал.

Hevko I., Stanko A., Pik A., Leshchuk R., Huryk O. Justification of the technical and economic efficiency of the use of screw working bodies with a brush-like elastic working surface

The effectiveness of the developed designs of helical working bodies with elastic surfaces was substantiated. Its technical and economic substantiation was carried out on the basis of the requirement to minimize damage to seed grain materials during transportation. The passage of grain through the screw conveyor causes damage in the range of 1.2...8.6 %. Its re-

peated passage of the grain through the auger contributes to a significant damage of the grain. When using traditional transshipment augers, the estimated losses of an average farm in Ukraine at the beginning of 2022 amounted to 0.7605 tons, or UAH 5.98 thousand. This paper presents the developed and tested screw working bodies with a brush-like elastic working surface. The designs of these working bodies (with a brush-like element and with the attachment of elastic elements on the end spiral of the auger) and the methods of their manufacture enable preventing these losses.

The following sequence of technological operations is provided for the production of an elastic helical working body with a brush-like element: marking (according to the adopted step) and drilling holes on the helical surface of the hollow shaft; fastening of hollow cylindrical tubes in holes along the helical surface of the hollow shaft; fixing bundles of elastic brush-like elements in hollow cylindrical tubes; fastening on the end surfaces of the hollow pin shaft. The following technological operations are provided for the production of screws with elastic elements attached to the end surface of the spiral: drilling holes with a drill head on the end surface of a dense package wound on the edge of the spiral; calibration of the spiral to a given step; rigid fixation of the spiral with a given step on the surface of the hollow shaft; mechanical fixing in the holes of the end surface of the spiral of elastic elements; fastening on the end surfaces of the hollow pin shaft.

The cost of manufacturing elastic surfaces of helical working bodies (length $L = 4$ m, diameter $D = 96$ mm and pitch $T = 80$ mm) with brush-like elements is UAH 971.03, and with the attachment of elastic elements on the end surface of the spiral is UAH 880.52. Based on the calculations, it can be concluded that a greater economic effect is obtained due to the reduction of grain injury when using helical working bodies with brush-like elements. The calculations show that the annual economic effect for the farm when using screw working bodies with brush-like elements compared to traditional ones is UAH 3,680.08. (as of January 2022) and UAH 3,626.57. when using screw working bodies with fastening of elastic elements on the end surface. Since the productivity of screw working bodies with elastic elements attached to the end surface of the spiral is 1.34...1.5 times higher compared to the auger with a brush-like element, their use can be considered a higher priority.

Key words: screw conveyors, elastic surface, injury, hollow shaft.

Постановка проблеми. Через механічне пошкодження зерна під час виконання різноманітних операцій, пов'язаних зі збиранням, очисткою, сортуванням, сушінням та зберіганням, протруюванням, а також його транспортуванням, зменшується валовий збір зерна, погіршуються посівні та продуктивні його якості. При цьому під час виконання зазначених операцій практично завжди використовуються шнеки для його переміщення. А отже, запобігання механічним пошкодженням зерна є актуальним завданням сьогодення.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідженню проблеми пошкодження зерна присвячено багато праць [1; 2; 5–16; 18–21]. Ці праці присвячені пошуку способів мінімізації пошкодження зернового матеріалу під час збирання, післязбирального обробітку, його перевантаження тощо. Учені досліджували процеси механічного пошкодження зерна в лабораторних умовах [1; 11; 15] та способи зниження його травмування технічними засобами [7; 10; 14; 16; 20] у процесі обмолоту, транспортування і післязбирального обробітку. Питанням мінімізації пошкодження зерна під час його перевантаження шнековими механізмами присвячені праці [8; 10; 13; 14; 19–21], проте, незважаючи на значну кількість виконаних наукових досліджень, проблема зменшення травмування зернового матеріалу під час його переміщення шнековими механізмами зумовлює потребу в подальшому науковому пошуку їх прогресивних конструкцій.

Постановка завдання. Враховуючи критерій мінімізації пошкодження насінневих зернових матеріалів під час їх транспортування, проведемо техніко-економічне обґрунтування ефективності розроблених конструкцій гвинтових робочих органів з еластичними поверхнями.

Загальноприйнято, що механічні пошкодження зерна поділяють на дві великі групи: макро- (видимі без додаткових оптично-технічних засобів) і мікропошкодження (визначені за допомогою додаткових оптично-технічних засобів – збільшувального скла чи мікроскопа) [18]. Макропошкодження – це вибитий зародок насінини або вибита 1/4 частина насіння; насіння бите або вздовж, або впоперек; насіння, яке поїли кузьки; вм'ятини в насінні [18]. До мікропошкоджень належать: насіння, пошкоджене в місці прикріплення ніжки; надрив оболонки зародка; зовнішні та внутрішні тріщини; «синці» [18]. У сухого зерна головним пошкодженням вважають тріщини, а у вологого – вм'ятини [12]. Найстійкішою до динамічних навантажень є пшениця з вологістю 18...20 %, а в разі статичного навантаження міцніше сухе зерно [9]. Ступінь травмування зернівок залежить і від їхніх розмірів – більше травмуються фракції розміром 2,6–2,8 мм [7].

За агротехнічними вимогами механічне пошкодження насінневого зерна не має перевищувати 1 %, проте здебільшого воно становить 2–10 % [12]. Загальні втрати з кожного гектара посіву зернових унаслідок сівби травмованим насінням становлять 2–3 ц, а загалом в Україні – щонайменше 2 млн т зерна щорічно [12].

Пошкоджується зерно під час післязбиральної обробки при очищенні та сортуванні, проте найбільше його якість знижується під час транспортування в зерносховищах [12]. За даними досліджень [12], понад 50 % від загальної кількості травмованих зернин пошкоджується під час навантажувально-розвантажувальних і транспортних операцій.

Якщо проаналізувати машини для підготовки і транспортування зерна, то зерномети травмують зерно від 11 до 17 %, зерноочисні та сортувальні машини – від 3,4 до 8,4 %, пневмотранспортери – до 7,2 %, норії – до 7,4 %, шнекові транспортери – від 4,7 до 8,6 %, скребкові транспортери – до 1,5 %, самопливні трубопроводи – до 1,6 % [12].

Щодо шнекових транспортерів, ці дані дещо відрізняються від давніших досліджень, в яких вказано, що під час транспортування насіннєвого зерна жорсткими гвинтовими конвеєрами відбувається пошкодження в межах 1,2...1,75 % [9]. За вологості зерна 12...14 % рекомендована швидкість його транспортування перебуває в межах 2,2...2,3 м/с, а за вологості 17...19 % – до 4,1 м/с [4; 9].

Дослідження О. П. Тарасенка [16] показують, що в разі збільшення довжини трубопроводу з 2 до 12 м мікротравмування зернівок зростало на 4 %, а подрібнення – на 0,12 %. Збільшення продуктивності трубопроводу від 10 до 30 т/год забезпечує зменшення травмування насіння на 11 %, а збільшення коефіцієнта заповнення від 0,3 до 0,6 дає змогу знизити травмування в 1,3 раза [16].

За дослідженнями Д. А. Дерев'янка [7], при п'ятиразовому проходженні насіння по шнеку з частотою обертання 270 об./хв його травмування зросло на 56,3 %.

Як констатують В. Л. Куликівський зі співавторами [10], при зазорі, меншому від мінімального розміру зерен, їх защемлення між шнеком і кожухом у процесі переміщення практично не спостерігалось (пошкодження зерна шнеком становило до 0,3 %), а при зазорі, більшому від трьох середніх розмірів зернини (від 12 мм і більше), на дні кожуха утворювався пасивний ледь рухомий шар матеріалу. Також цими авторами встановлено [10], що збільшення частоти обертання шнека призводить до зростання травмування за рахунок інтенсивнішого тертя зерен об поверхню; у разі збільшення кута нахилу шнека (до 20°) травмування зерен підвищується на 20...25 %.

Загалом з проведеного аналізу можна зробити висновок, що шнекові транспортери дають пошкодження під час транспортування зерна в

межах 1,2...8,6 % [9; 12], а його багаторазове проходження по шнеку сприяє значному травмуванню зерна (на 56,3 % при п'ятиразовому проходженні) [7].

Виклад основного матеріалу. Проаналізуємо закупівельні ціни на зерно станом на початок 2022 року (довоєнний період). Так, орієнтовна вартість на оптових закупівельних ринках зерна становила:

- пшениця фуражна – 9800 грн/т;
- пшениця сортова – понад 10000 грн/т;
- ячмінь фуражний – 8000...8500 грн/т;
- ячмінь сортовий – понад 8500 грн/т;
- кукурудза – від 7400 грн/т.

Вартість насіннєвих зернових є як мінімум на 50 % більшою від зазначених цін.

Враховуватимемо той факт, що фермерські господарства використовують одні й ті ж шнекові завантажувачі для транспортування різних видів зернових (горох, кукурудза, пшениця тощо), не маючи змоги забезпечити регулювання зазору між гвинтовим робочим органом та кожухом для мінімізації травмування. Тому таке пасивне регулювання зазору якраз і забезпечується еластичною периферійною частиною у гвинтових робочих органів зі щіткоподібною еластичною робочою поверхнею (рис. 1), що сприяє зменшенню травмування зерна під час перевантаження [14; 20].

Також враховуючи ті факти, що посівні площі під зернові фермерського господарства в Україні становлять 50–300 га, а загальні втрати з кожного гектара посіву зернових унаслідок сівби травмованим насінням згідно з [12] становлять 2–3 ц (приймаємо 2,5 ц), то орієнтовні втрати господарства, якщо посівні площі під пшеницю, ячмінь та кукурудзу взяти в рівних частках по 20 га, на початок 2022 р. становитимуть щонайменше 15,0 т зерна щорічно (табл. 1). З них на перевантажування традиційними шнеками (з урахуванням травмування зерна шнековими транспортерами – 4,7 % [12]) орієнтовно припадає 0,7605 т, або 5,98 тис. гривень (станом на 2021 р.).

Відомо, що, порівняно з технологічним процесом виготовлення традиційних гвинтових робочих органів, виготовлення гвинтових робочих органів зі щіткоподібною еластичною робочою поверхнею є складнішим, враховуючи особливості виготовлення останніх [17], і передбачає, окрім традиційних операцій (навивання, калібрування, зварювання), виконання додаткових, які забезпечують виготовлення на периферійній частині гвинтових робочих органів еластичної поверхні. Причому в кожному конструктивному варіанті ство-

рення на периферійній частині шнека еластичної поверхні потребує індивідуального технологічного вирішення залежно від її форми і застосовуваних матеріалів.

Розглянемо детальніше технологічні особливості виготовлення гвинтових робочих органів зі щіткоподібною еластичною робочою поверхнею. На рис. [17] наведено розроблені гвинтові робочі органи з еластичними поверхнями. Зокрема, на рис., а, в, г і є зображено їх конструктивні схеми, а на рис., б, г, д і є – їх загальний вигляд.

Конструктивне рішення еластичного гвинтового робочого органа зі щіткоподібним елементом представлено на рис., а та б. Воно передбачає таку послідовність технологічних операцій під час виготовлення [17]:

1. Розмітка (відповідно до прийнятого кроку) і свердління отворів 4 по гвинтовій поверхні пустотілого вала 2.

2. Закріплення пустотілих циліндричних трубок 3 в отворах 4 по гвинтовій поверхні пустотілого вала 2 (зварюванням, посадкою з натягом, паянням).

3. Закріплення в пустотілих циліндричних трубках 3 пучків еластичних щіткоподібних елементів (еластичних щіток) 5 (клеєнням).

4. Закріплення на торцевих поверхнях пустотілого вала 2 цапф (механічно, зварюванням).

За використання цієї технології можна одержати лише двозахідні еластичні гвинтові робочі органи (з подвійною спіраллю).

Отримання однозахідних чи багатозахідних шнеків можливе при кріпленні еластичних елементів на торцевій спіралі шнека (конструктивні рішення таких еластичних гвинтових робочих органів представлені на рис., в – є). Процес їх виготовлення передбачає виконання таких технологічних операцій:

1. Свердління свердлильною головкою отворів на торцевій поверхні навитої щільним пакетом на ребро спіралі 2, яка встановлена в кондуктор.

2. Калібрування спіралі 2 на заданий крок.

3. Жорстке закріплення спіралі 2 із заданим кроком на поверхні пустотілого вала 1 (зварюванням).

3. Механічне закріплення в отворах торцевої поверхні спіралі 2 еластичних елементів 3 (секційних (див. рис., в), із периферійною щіткоподібною частиною (див. рис., г), із суцільним камероподібним елементом (див. рис., е)).

4. Закріплення на торцевих поверхнях пустотілого вала 1 цапф (механічно, зварюванням).

Нами проведено аналіз вихідних даних до процесу виконання додаткових операцій під час виготовлення гвинтових робочих органів зі щіткоподібною еластичною робочою поверхнею, результати подано в табл. 2 (для параметрів: $L = 4$ м; $D = 96$ мм; $T = 80$ мм). Ці дані є порівнянними і можуть змінюватися залежно від зміни діаметрів, кроку шнеків тощо. Також слід зазначити, що під час аналізу процесу виготовлення еластичного гвинтового робочого органа з кріпленням еластичного елемента на торцевій поверхні спіралі (секційних (див. рис., в), із периферійною щіткоподібною частиною (див. рис., г), із суцільним камероподібним елементом (див. рис., е)) ми не розглядали індивідуальну технологію виготовлення окремих цих елементів, позаяк вона є досить подібною і передбачає операції нарізання елементів та виконання на їхніх поверхнях отворів.

Проведемо розрахунок окремих видів витрат на виконання додаткових операцій у процесах виготовлення гвинтових робочих органів зі щіткоподібним елементом та з кріпленням еластичних елементів на торцевій поверхні спіралі.

Витрати на заробітну плату робітника, зайнятого виконанням операцій, з урахуванням єдиного соціального внеску (0,22) визначатимуться за формулою [3]:

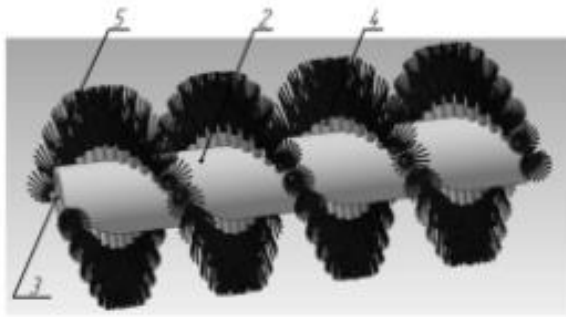
$$Z = \sum T_i \cdot T_{cl} \cdot K_i \cdot K_n, \quad (1)$$

де Z – затрати на зарплату робітника; T_i – трудомісткість i -ї операції чи переходу, год; T_{cl} – величина тарифної ставки 1-го розряду (з 01.10.2022 р. мінімальна заробітна плата становить 6700,0 грн; $6700,0 / (21 \cdot 8) = 39,88$ грн); K_i – тарифний коефіцієнт i -го розряду ($K_2 = 1,09$; $K_4 = 1,35$ [3]); K_n – коефіцієнт, що враховує єдиний соціальний внесок, $K_n = 1,22$ (згідно із Законом України № 1774-VIII, ЄСВ становить 0,22 %).

Таблиця 1. Орієнтовні втрати зернових фермерського господарства внаслідок сівби травмованим насінням (за цінами початку 2022 р.)

Table 1. Estimated losses of the agricultural society due to use of traditional transshipment augers at the prices beginning of 2022

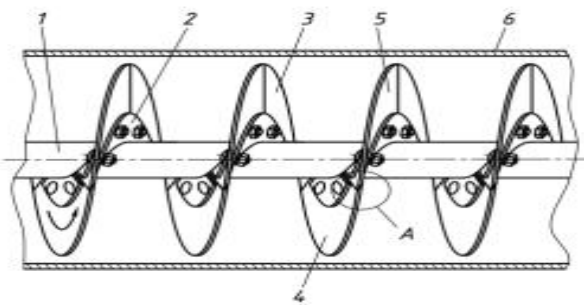
Культура	Втрати зерна в натуральному та грошовому виразі на 1 га		Річні втрати зерна фермерського господарства у натуральному та грошовому виразі	
	т	тис. грн	т	тис. грн
Пшениця	0,25	2,45	5,0	49,0
Ячмінь	0,25	2,06	5,0	41,2
Кукурудза	0,25	1,85	5,0	37,0
Разом	-	-	15,0	127,2



а)



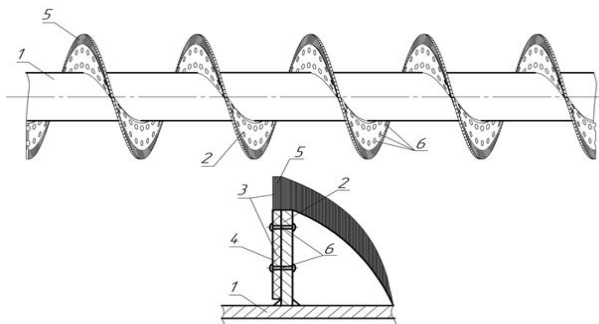
б)



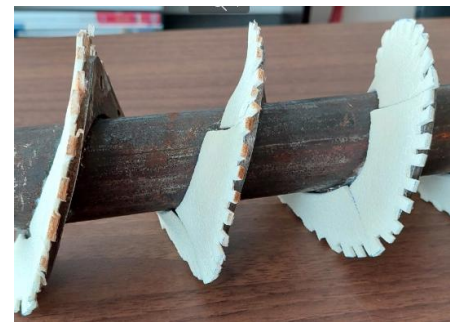
в)



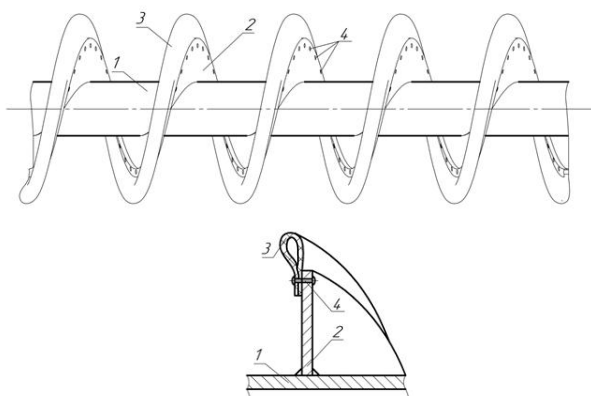
г)



г)



д)



е)



е)

Рис. Гвинтові робочі органи з еластичними поверхнями:
а, в, г, е – конструктивні схеми; б, г, д, е – загальний вигляд

Fig. Screw working bodies with elastic surfaces:
а, в, г, е – design schemes; б, г, д, е – general views

Таблиця 2. Вихідні дані до процесу виконання додаткових операцій під час виготовлення гвинтових робочих органів з еластичними поверхнями

Table 2. Initial data for the process of performing additional operations in the manufacture of helical working bodies with elastic surfaces

1. Операція свердління отворів у пустотілому валу	1. Операція свердління отворів на торцевій поверхні навитої щільним пакетом на ребро спіралі
- обладнання: верстат вертикально-свердлильний 2с132 (сумарна потужність електродвигунів, встановлених на верстаті, – 4,12 кВт)	- обладнання: верстат вертикально-свердлильний 2с132 (сумарна потужність електродвигунів, встановлених на верстаті, – 4,12 кВт)
- вартість обладнання (б/к) – 37 тис. грн	- вартість обладнання (б/к) – 37 тис. грн
- розряд робітника – 4	- розряд робітника – 4
- тривалість операції (5 отв. на 1 крок по 8 с) – 2000 с (0,56 год)	- тривалість операції (8 отв. по 8 с) – 64 с (0,02 год)
2. Операція закріплення пустотілих циліндричних втулок в отворах пустотілого вала	2. Операція нарізання еластичних елементів відповідної форми
- оснащення: прес гідравлічний настільний 10 т ТУ10003 TORIN	- інструмент: ножиці ручні гільйотинні 90/125 мм
- вартість оснащення – 16,6 тис. грн	- вартість інструменту – 1,45 тис. грн
- розряд робітника – 2	- розряд робітника – 2
- тривалість операції (250 втулок по 6 с) – 1500 с (0,42 год)	- тривалість операції (від 20 хв до 60 хв залежно від конфігурації еластичного елемента) – 2400 с (0,67 год)
3. Операція нарізання еластичних щіткоподібних елементів	3. Операція пробивання отворів в еластичних елементах
- інструмент: ножиці ручні гільйотинні 90/125 мм	- інструмент: пробійник круглих отворів TORPEX 3-12 мм
- вартість інструменту – 1,45 тис. грн	- вартість інструменту – 0,5 тис. грн
- розряд робітника – 2	- розряд робітника – 2
- тривалість операції (20 хв) – 1200 с (0,33 год)	- тривалість операції – 600 с (0,17 год)
4. Операція закріплення в пустотілих циліндричних трубках еластичних щіток	4. Операція закріплення еластичних елементів в отворах торцевої поверхні спіралі
- інструмент: кліщі затискні УАТО УТ-2449	- інструмент: ключ заклепувальний Monro для люверсів 11822
- вартість інструменту – 0,3 тис. грн	- вартість інструменту – 0,13 тис. грн
- розряд робітника – 2	- розряд робітника – 2
- тривалість операції (500 затисків) – 35000 с (0,97 год)	- тривалість операції (20 хв) – 1200 с (0,33 год)

Витрати на заробітну плату за додатковими операціями при виготовленні гвинтових робочих органів зі щіткоподібними елементами становитимуть:

$$Z_1 = (0,56 \cdot 1,35 + (0,42 + 0,33 + 0,97) \cdot 1,09) \times 39,88 \cdot 1,22 = 128,0 \text{ грн.}$$

Витрати на заробітну плату за додатковими операціями при виготовленні гвинтових робочих органів із кріпленням еластичних елементів на торцевій поверхні спіралі становитимуть:

$$Z_2 = (0,02 \cdot 1,35 + (0,67 + 0,17 + 0,33) \cdot 1,09) \times 39,88 \cdot 1,22 = 128,0 = 63,36 \text{ грн.}$$

Витрати на електроенергію при вказаних параметрах визначатимуться за формулою [3]:

$$EE = \sum T_i \cdot C_{ел.ен} \cdot B_{кгод}, \quad (2)$$

де $C_{ел.ен}$ – ціна 1 кВт·год електроенергії (тариф на електроенергію для побутових споживачів з 01.10.2022 р., II клас – 491,473 коп./кВт·год); $B_{кгод}$

– приведений обсяг споживання електроенергії обладнанням при виконанні операції чи переходу, кВт/год.

Витрати на електроенергію за додатковими операціями при виготовленні гвинтових робочих органів зі щіткоподібними елементами становитимуть:

$$EE_1 = 0,56 \cdot 4,91 \cdot 4,12 = 11,33 \text{ грн.}$$

Витрати на електроенергію за додатковими операціями при виготовленні гвинтових робочих органів із кріпленням еластичних елементів на торцевій поверхні спіралі становитимуть:

$$EE_2 = 0,02 \cdot 4,91 \cdot 4,12 = 0,03 \text{ грн.}$$

Затрати на амортизацію обладнання (за використання в одну зміну) при обробленні одиниці продукції визначаємо із залежності [3]:

$$A = B_o \cdot K_a \cdot \sum T_i / T_o, \quad (3)$$

де B_0 – вартість обладнання, яке використовується в процесі, грн; K_a – коефіцієнт амортизації, 0,2; T_0 – дійсний час роботи обладнання протягом року в одну зміну, 2070 год.

Витрати на амортизацію обладнання за додатковими операціями при виготовленні гвинтових робочих органів зі щіткоподібними елементами становитимуть:

$$A_1 = 0,56 \cdot 37000 \cdot 0,2 / 2070 = 2,0 \text{ грн.}$$

Витрати на амортизацію обладнання при виготовленні гвинтових робочих органів із кріпленням еластичних елементів на торцевій поверхні спіралі становитимуть:

$$A_2 = 0,02 \cdot 37000 \cdot 0,2 / 2070 = 0,07 \text{ грн.}$$

Провівши відповідні розрахунки за елементами витрат по додаткових операціях при виготовленні гвинтових робочих органів з еластичними поверхнями, їх результати відобразимо в табл. 3.

При цьому врахуємо вартість додаткових елементів, які необхідні для створення еластичних поверхонь, а також загальновиробничі (200 % від основної заробітної плати основних робітників) та адміністративні витрати (40 % від основної заробітної плати основних робітників) [3].

Для виготовлення гвинтового робочого органа зі щіткоподібним елементом довжиною $L = 4$ м з кроком $T = 80$ мм використовуються 250 циліндричних втулок за ціною 1,87 грн, а також еластичні щітки за ціною 0,22 грн за пучок. Для виготовлення гвинтового робочого органа з кріпленням еластичних елементів на торцевій поверхні спіралі вартість цих елементів із врахуванням кріпильних елементів (заклепок, гвинтів тощо) залежно від виду та якості коливатиметься від 140 до 1190 грн (приймаємо середнє значення – 665 грн).

Таблиця 3. Підрахунок витрат на виготовлення еластичних поверхонь гвинтових робочих органів
Table 3. Calculation of costs for the production of elastic surfaces of helical working bodies

Елемент витрат	Еластичний гвинтовий робочий орган зі щіткоподібними елементами, грн	Еластичний гвинтовий робочий орган з кріпленням еластичних елементів на торцевій поверхні спіралі, грн
Витрати на матеріали	522,5	665,0
Затрати на зарплату	128,0	63,36
Витрати на електроенергію	11,33	0,03
Витрати на амортизацію обладнання	2,0	0,07
Загальновиробничі витрати	256,0	126,72
Адміністративні витрати	51,2	25,34
Всього витрат	971,03	880,52

Проведемо підрахунок річного економічного ефекту. У підрахунках не враховуватимемо витрати на ремонт і технічне обслуговування еластичних поверхонь гвинтових робочих органів, бо на практиці випробування на довговічність розроблених нами гвинтових робочих органів з еластичними поверхнями не проводились. Загалом за рахунок зношення під час експлуатації (втоми матеріалу) еластичних поверхонь останні можуть виходити з ладу і потребувати заміни через певний час експлуатації. Проте, враховуючи не надто значні витрати на виготовлення еластичних поверхонь гвинтових робочих органів, що викладено в табл. 3 (вони значно менші за втрати фермерського господарства від використання травмованого насінневого зернового матеріалу), у цих розрахунках ними знехтуємо. Враховуючи те, що орієнтовні річні втрати фермерського господарства за використання традиційних перевантажувальних шнеків на початок 2022 р., за підрахунками, ви-

кладеними вище, становили 0,7605 т, або 5,98 тис. гривень (за рахунок використання для посіву травмованого насінневого зернового матеріалу), а також те, що травмування зернового матеріалу під час його переміщення шнеком зі щіткоподібним елементом є нижчим більше ніж у 4,5 раза за його травмування при використанні жорсткого шнека і нижчим в 4,06...4,32 раза в разі застосування еластичних гвинтових робочих органів із кріпленням еластичних елементів на торцевій поверхні спіралі [20], річний економічний ефект від застосування таких шнеків становитиме:

1) орієнтовний річний економічний ефект для фермерського господарства за використання гвинтових робочих органів зі щіткоподібними елементами для перевантаження насінневого зернового матеріалу порівняно з традиційними:

$$E_1 = 5980,0 \cdot (1 - 1/4,5) - 971,03 = 3680,08 \text{ грн;}$$

2) орієнтовний річний економічний ефект для фермерського господарства за використання

гвинтових робочих органів із кріпленням еластичних елементів на торцевій поверхні спіралі для перевантаження насінневого зернового матеріалу порівняно з традиційними:

$$E_2 = 5980,0 \cdot (1 - 1/4,06) - 880,52 = 3626,57 \text{ грн.}$$

Висновки. Через механічне пошкодження насінневого зернового матеріалу під час виконання різноманітних транспортно-технологічних операцій з використанням традиційних шнеків зменшується валовий збір зерна. Тому було розроблено і випробувано гвинтові робочі органи з різноманітними еластичними поверхнями, що дало змогу значно знизити травмування зернового матеріалу (більш ніж у 4,5 раза при його переміщенні шнеком зі щіткоподібним елементом та в 4,06...4,32 раза при застосуванні еластичних гвинтових робочих органів з кріпленням еластичних елементів на торцевій поверхні спіралі). Це забезпечується пасивним регулюванням зазору між гвинтовим робочим органом та кожухом у шнеку при транспортуванні різних видів зернових (горох, кукурудза, пшениця тощо), що робить цей шнек з еластичними гвинтовими робочими органами доволі універсальним засобом для їх переміщення.

За проведеними підрахунками витрат на виготовлення еластичних поверхонь гвинтових робочих органів встановлено, що вартість виготовлення еластичного гвинтового робочого органа (довжиною $L = 4$ м, діаметром $D = 96$ мм та з кроком $T = 80$ мм) зі щіткоподібними елементами становить 971,03 грн, а з кріпленням еластичних елементів на торцевій поверхні спіралі – 880,52 грн. Виходячи з проведених розрахунків можна зробити висновок, що більший економічний ефект за рахунок зниження травмування зернових одержується за використання гвинтових робочих органів зі щіткоподібними елементами. За розрахунками, орієнтовний річний економічний ефект для фермерського господарства за використання гвинтових робочих органів зі щіткоподібними елементами порівняно з традиційними становить 3680,08 грн (станом на 01.2022 р.) і 3626,57 грн за використання гвинтових робочих органів із кріпленням еластичних елементів на торцевій поверхні спіралі. Однак, враховуючи те, що гвинтові робочі органи з кріпленням еластичних елементів на торцевій поверхні спіралі забезпечують значно вищу продуктивність порівняно зі шнеком зі щіткоподібним елементом (у 1,34...1,5 раза), їх застосування можна вважати більш пріоритетним.

Бібліографічний список

1. Алферов С. А., Напов А. А. Механическая повреждаемость зерна при ударе. *Механизация и электрификация сельского хозяйства*. 1981. № 3. С. 50-51.
2. Аристов С. А. Пути снижения травмирования зерна при послеуборочной обработке. *Техника в сельском хозяйстве*. 1991. № 6. С. 55-56.
3. Гевко І. Б., Оксентюк А. О., Галушак М. П. Організація виробництва: теорія і практика: підручник. Київ: Кондор, 2008. 178 с.
4. Гевко І. Б. Розробка і дослідження низькочастотних пристроїв для виконання технологічних процесів гнучкими гвинтовими конвеєрами: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Луцьк, 1997. 18 с.
5. Головач І. В., Дерев'яно Д. А., Дерев'яно О. Д. Зниження травмування насіння при застосуванні гумових матеріалів та вдосконалення очисток. *Всеукраїнський науково-технічний журнал ВНАУ*. 2016. № 3 (95). С. 26–30.
6. Грабар І. Г., Дерев'яно Д. А., Герук С. М. Правильність прийняття рішень при випробуваннях зернових комбайнів, іншої техніки і новітніх технологій у сільськогосподарському виробництві при застосуванні розрахункових моделей для мінімального травмування зерна. *Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету*. 2010. Вип. 5. С. 49–53.
7. Дерев'яно Д. А. Механіко-технологічне обґрунтування процесів зниження травмування насіння зернових культур технічними засобами: дис. ... д-ра техн. наук. Тернопіль, 2018. 418 с.
8. Залуцький С. З. Обґрунтування параметрів шнеків з робочою еластичною поверхнею для транспортування сільськогосподарських матеріалів: дис. ... канд. техн. наук. Тернопіль, 2018. 197 с.
9. Кроп Л. И. Обработка и хранение семенного зерна. Москва: Колос, 1974. 176 с.
10. Куликівський В. Л., Палійчук В. К., Боровський В. М. Травмування зернового матеріалу гвинтовими робочими органами шнекових живильників. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин*. Київ, 2017. Вип. 47(1). С. 124-131.
11. Мерчалова М. Э. Снижение травмирования зерна пшеницы за счет совершенствования технологического процесса его послеуборочной обработки: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Воронеж: ВГАУ, 1992. 43 с.
12. Механічне травмування зерна після збирання / В. Опалко, Р. Шатров, А. Шиш, В. Марченко. *Agroexpert*. 2017. № 2. С. 48-52.
13. Рогатинський Р. М. Механіко-технологічні основи взаємодії шнекових робочих органів із сировиною сільськогосподарського виробництва: дис. ... д-ра техн. наук. Київ, 1997. 502 с.
14. Синтез гвинтових робочих органів із еластичними поверхнями та результати їх досліджень / І. Б. Гевко, Т. А. Довбуш, О. П. Цьонь, А. Д. Довбуш, А. А. Станько. *Сільськогосподарські машини*. 2021. Вип. 47. С. 63-72.
15. Скрипник І. О., Пісарькова І. О., Петренко М. М. Механічне травмування насіння. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин*. Кропивницький, 2018. Вип. 48. С. 143-153.

16. Тарасенко А. П. Снижение травмирования семян при уборке и послеуборочной обработке. Воронеж: ФГОУ ВПО ВТАУ, 2003. 331 с.

17. Технологія виготовлення еластичних шнеків / І. Б. Гевко, О. Л. Ляшук, О. П. Цьонь, А. А. Станько. *Збірник наукових праць X Міжнародної науково-технічної конференції «Прогресивні технології у машинобудуванні РТМЕ-2022»*. Івано-Франківськ; Яремче, 2022. С. 69-71.

18. Федотова М., Трушаков Д. Зерно та його травмування, або Де найбільше пошкоджено зерно. *Пропозиція*. 2020. № 7-8. С. 156-159.

19. Development and investigation of reciprocating screw with flexible helical surface / R. B. Hevko, S. Z. Za-

lutskyi, I. G. Tkachenko, O. M. Klendiy. *INMATEH - Agricultural Engineering*. 2015. Vol. 46, No 2. P. 133-138.

20. Installation for the investigation of screw working bodies with elastic surfaces and the results of their experimental tests / Ivan Hevko, Oleh Liashuk, Oleg Tson, Taras Dovbush, Serhii Zalutskyi, Andrii Stanko. *Scientific Journal of TNTU*. Ternopil: TNTU, 2021. Vol. 103, No 3. P. 98-109.

21. Parameter justification for interworking relationship of elastic screw operating element with grain material / R. Hevko, Y. Dzyadykevych, I. Tkachenko, S. Zalutskyi. *Вісник ТНТУ*. 2016. Т. 81, № 1. С. 70-76.

Стаття надійшла 04.09.2022

ВІБРАЦІЙНІ ПЕРЕСУВНІ ПРИСТРОЇ У РОБОТОТЕХНІЧНИХ СИСТЕМАХ

Петро Коруняк¹, к. т. н., Ірина Ніщенко², к. ф.-м. н., Роман Шеремета¹, к. т. н.

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

²Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»,
м. Київ, проспект Перемоги, 37,
e-mail: irynan@gmail.com

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2022.26.022>

Коруняк П., Ніщенко І., Шеремета Р. Вібраційні пересувні пристрої у робототехнічних системах

Підвищення ефективності виробництва, збільшення випуску продукції і поліпшення її якості за одночасного зниження трудових витрат, удосконалення форм організації та управління виробництвом є основою розвитку машинобудування. Це забезпечується вдосконаленням існуючих і впровадженням нових видів устаткування, технологічних процесів і засобів їх механізації та автоматизації, створенням нових технологічних комплексів, де всі ці питання взаємопов'язані і комплексно вирішуються.

Транспортувальні засоби забезпечують безперервність, ритм роботи всіх структурних одиниць потокового виробництва – від складських операцій, подачі технологічного об'єкта, робочого процесу оброблення до виходу готової продукції. Перспективним у цьому питанні є використання машин з дистанційним та автоматичним керуванням, зокрема промислових роботів у гнучких автоматизованих комплексах та автоматизації складальних процесів різних виробництв.

Оснащення маніпулятора додатковими координатними ступенями рухомості (від однієї до трьох) збільшує його робочу зону, підвищує універсальність, розширює технологічні можливості. Розвиток промислових роботів та зростання їх функціональних можливостей створює нові і вдосконалені відомі механічні й керувальні системи, розширює ряд їх різновидів. Проте така досконалість автоматизованого обладнання породжує нові технічні завдання щодо спрощення конструктивних елементів роботів та систем, які обслуговують їхню роботу на виробництві.

Під час виконання деяких технологічних операцій, наприклад у радіоелектроніці, виникає потреба в пристроях, за допомогою яких можна швидко здійснювати точні невеликі маніпуляційні переміщення виробів малої маси. Проте в таких умовах до них ставляться підвищені вимоги щодо швидкодії й точності. У цьому разі раціональним було б використання мікроманіпуляторів, встановлених на вібраційних пересувних пристроях (самохідних платформах), які мають три ступені рухомості: незалежні прямолінійні переміщення у двох взаємно перпендикулярних напрямках та обертання навколо осі. Такі самохідні системи уможливають рух за криволінійною траєкторією та здійснення реверсу.

Ключові слова: вібрація, транспортування, коливання, промислові роботи, автоматизація, маніпулятор, вібраційний привід, збурювальне зусилля.

Koruniak P., Nishchenko I., Sheremeta R. Vibration mobile devices in robotic systems

Increase of the production efficiency and production output, improvement of its quality while reducing labor costs, upgrade of the forms of organization and production management are the basic elements of mechanical engineering development. This is ensured by improvement of the existing and introduction of new types of equipment, technological processes and means of their mechanization and automation, creation of new technological complexes where all these issues are interconnected and comprehensively solved.

Vehicles ensure the continuity and rhythm of work of all structural units of flow production, starting from warehouse operations, supply of a technological object, the work process of processing to the output of finished products. The use of machines with remote and automatic control, in particular, industrial robots in flexible automated complexes and automation of assembly processes in various industries is promising in this matter.

Equipping the manipulator with additional coordinate degrees of mobility (from one to three) increases its working area, improves versatility, and expands technological capabilities. The development of industrial robots and the growth of their functional capabilities creates new and improves the known mechanical and control systems, expands the number of their varieties. However, this perfection of automated equipment gives rise to new technical tasks related to the simplification of structural elements of robots and systems that serve their work in production.

During the performance of some technological operations, for example, in radio electronics, there is a need for devices that can be used to quickly carry out precise, small, manipulative movements of low-mass products. However, in such conditions, they are subject to increased requirements for speed and accuracy. In this case, it would be rational to use

micromanipulators installed on mobile vibrating devices (self-propelled platforms), which have three degrees of mobility: independent rectilinear movements in two mutually perpendicular directions and rotation around an axis. Such self-propelled systems make it possible to move along a curvilinear trajectory and reverse

Key words: vibration, transportation, oscillations, industrial works, automation, manipulator, vibration drive, disturbing force.

Постановка проблеми. Транспортувальні засоби потокового виробництва є невід'ємною складовою технологічного обладнання. Вони забезпечують його безперервність, ритм роботи всього комплексу машин – від складських операцій, подачі технологічного об'єкта, робочого процесу оброблення до виходу готової продукції. Перспективним у цьому питанні є використання машин з дистанційним і автоматичним керуванням, зокрема промислових роботів (ПР) у гнучких автоматизованих комплексах (ГАК) та автоматизації складальних процесів різних виробництв [1; 19].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Відомо, що до складу виконавчого пристрою ПР входять один або кілька маніпуляторів та пристрій пересування, які безпосередньо взаємодіють із зовнішнім середовищем. Маніпулятор, як головна його механічна складова, містить робочий орган, виконаний у вигляді захоплювального пристрою, і необхідні механізми для реалізації покладених на нього рушійних функцій. Своєю чергою, він використовується і як самостійний пристрій, керований оператором.

Оснащення маніпулятора додатковими координатними ступенями рухомості (від однієї до трьох) збільшує його робочу зону, підвищує універсальність, розширює технологічні можливості. Так, встановивши основу маніпулятора на спеціальну каретку чи візок, робот може рухатися напрямними або площиною. Тип приводу (електричний, механічний, гідравлічний, пневматичний тощо) залежатиме від величини необхідних переміщень. Загалом пристрої пересування ПР можуть бути на колісному, кульковому, гусеничному ході, на електромагнітній, рідинній, повітряній подушках, крокуючими, стрибаючими тощо. Ефективність використання кожного з них визначається конкретними виробничими та експлуатаційними умовами [7; 16; 18].

Транспортувальні роботи поділяються на підвісні та підлогові. Підлогові транспортувальні роботи знаходять своє застосування для автоматизації виробничих процесів у різних галузях промисловості. Вони легко пристосовуються до конкретних умов виробництва. Наприклад, завдяки їм здійснюється переміщення заготовок і деталей у ГАК між технологічним обладнанням – металорі-

зальними верстатами різного типу, автоматизованими складами тощо. Із збільшенням відстані транспортування і складності маршруту ПР практично не вимагають додаткових матеріальних витрат.

Такі пересувні роботи, які ще називають робочими, можуть рухатися наперед визначеними трасами, наприклад, уздовж напрямних на підлозі в цеху або в довільних напрямках відповідно до технології виробництва [14; 16]. При цьому слід намагатися, щоб на виробничих площах (ділянках) були відсутні різноманітні перешкоди (огинання кутів, колони, опори, інше технологічне обладнання тощо). Реалізація переміщення криволінійною траєкторією вимагає від робочого підвищеного рівня маневрування ходової системи та наявності керувального механізму, що значно ускладнює його конструкцію. Рух робочого визначається безконтактними засобами керування, вони наділені автономним живленням електроенергії і бортовою ЕОМ, яка, своєю чергою, пов'язана з центральною ЕОМ, що керує роботою всієї ГАК [11; 12; 15].

Таким чином, розвиток ПР та зростання їх функціональних можливостей супроводжується створенням нових і вдосконаленням уже відомих керувальних і механічних систем, розширюється ряд їх різновидів. Необхідно застерегти, що поряд із цим така досконалість машин породжує нові технічні завдання щодо спрощення конструктивних елементів роботів та систем, які обслуговують їхню роботу на виробництві.

У деяких галузях виробництва, зокрема, наприклад, у радіоелектроніці, під час виконання складальних операцій виникає потреба в пристроях, за допомогою яких можна швидко здійснювати точні невеликі маніпуляційні переміщення виробів малої маси. У цьому разі до них ставлять деякі підвищені вимоги щодо швидкодії й точності. За таких умов ефективними в застосуванні можуть стати вібраційні пристрої з багатьма ступенями рухомості, механічна система яких характеризується своєю безінерційністю.

Одним із варіантів було б встановлення мікророботів на вібраційних пересувних пристроях (самохідних платформах), які побудовані на базі лінійних високочастотних двигунів. Вони мають три ступені рухомості: незалежні прямолі-

нійні переміщення у двох взаємно перпендикулярних напрямках та обертання навколо осі. Крім того, такі самохідні системи уможливають рух за криволінійною траєкторією та здійснення реверсу [2; 6; 13].

Аналізуючи функціонування відомої рухомої вібраційної платформи, що складається з восьми вібраційних приводів, на кафедрі машинобудування ЛНУП розроблено ряд схем вібраційних пересувних пристроїв (ВПП) та проводиться їх апробація [3; 5; 9]. Автори сподіваються, що в майбутньому подібні засоби будуть вдосконалюватися і стануть поштовхом для розв'язання навігаційних, технологічних та інформаційних задач.

На рис. 1 зображено варіант виконання ВПП з двома приводами. Принцип роботи і спосіб керування цією конструкцією підпорядкований принципу вібропереміщення, тобто взаємодії сил тертя з несиметричними силами інерції. Згідно з ним, під час роботи віброзбудувачів на платформу реактивно передаються зусилля, завдяки яким і здійснюється її переміщення. Слід зауважити, що ці сили повинні бути асиметричними і мають підбиратися такими, щоб під їх дією в заданому напрямі долалися сили тертя і вони зміщували платформу, а не то сили тертя не долатимуться і платформа залишиться нерухомою. Таким чином, забезпечується переважно накопичуване (сумарне) переміщення механічної системи в певному напрямі або створюється вібраційна сила цілком визначеного напрямку [4; 6; 19].

На нашу думку, позитивним у роботі такого пристрою є те, що, застосовуючи загальновідомі

положення плоскопаралельного руху твердого тіла з курсу теоретичної механіки, можна реалізувати будь-який закон руху [17]. Так, не змінюючи значення збудовальних зусиль приводів, за незмінного їх положення щодо платформи, пристрій пересувається прямолінійно, а зменшення або збільшення амплітуди коливання одного з них призводить до зміни напрямку руху (див. рис. 1, а).

Необхідно зауважити, що мінімальний радіус кривизни траєкторії буде за умови відключення одного з приводів. Радіус кривизни також можна змінювати за рахунок одночасної зміни напрямку збудовальних зусиль та їх величин. Як варіант такого руху є обертання платформи навколо своєї осі (див. рис. 1, б). Для цього необхідно, щоб обидва віброзбудувачі працювали в одному режимі і були розвернуті між собою на 180° відносно платформи [8–10].

З огляду на вказані можливості у пересуванні такого пристрою, значно легше вирішуються зазначені вище технічні завдання, ніж у разі використання традиційних способів переміщення.

Як показали результати експериментальних досліджень, використання за певних умов розробленої конструкції ВПП є ефективним і перспективним напрямом в автоматизації виробничих процесів. Передбачивши в їхній конструкції платформу, пристрій можна застосовувати як мобільний транспортувальний засіб для виробів та об'єктів (рис. 2), тобто як робочар. З іншого боку, на такій платформі можна встановлювати також виконавчі механізми, наприклад, маніпулятори робототехнічних систем.

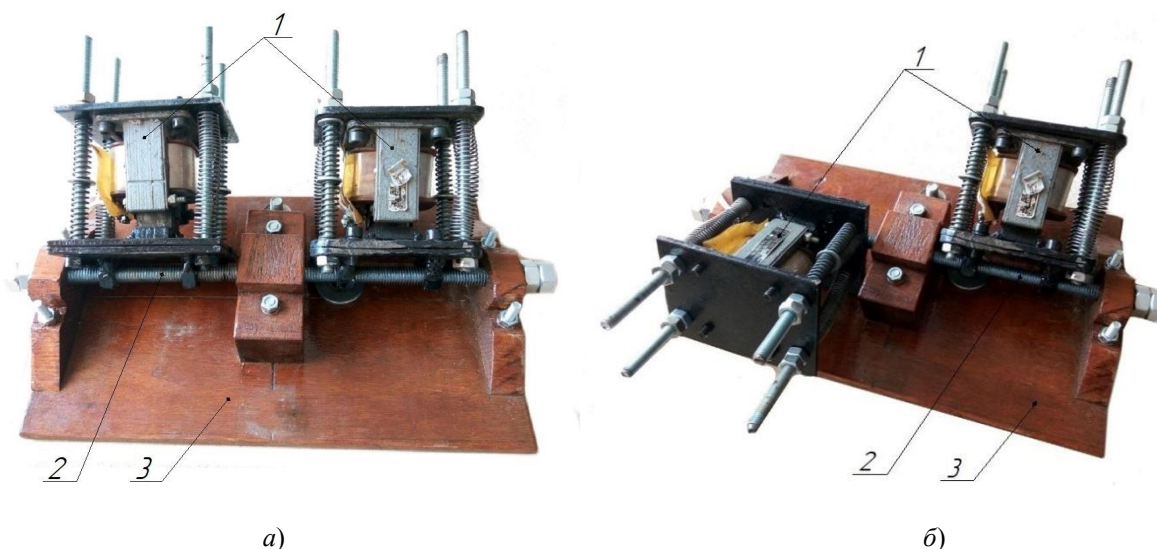


Рис. 1. Вібраційний пересувний пристрій із здовєним приводом: а) для здійснення напрямленого руху; б) для здійснення обертального руху; 1 – електромагнітний вібропривід; 2 – вісь; 3 – платформа
Fig. 1. Vibrating mobile device with a double drive: а) for directional movement; б) for rotational movement; 1 – electromagnetic vibration drive; 2 – axis; 3 – platform

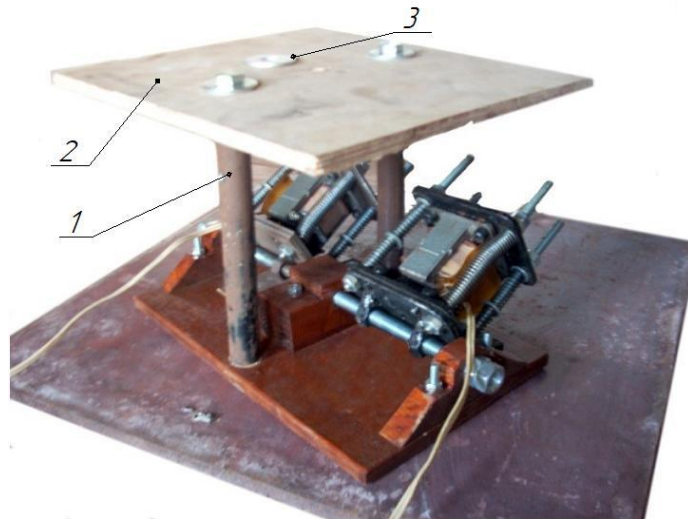


Рис. 2. Вібраційний пересувний пристрій з вантажною платформою:

1 – стійка; 2 – вантажна платформа; 3 – транспортувальний об’єкт

Fig. 2. Vibrating mobile device with a loading platform: 1 – rack; 2 – cargo platform; 3 – transportation object

На сьогодні ведуться роботи щодо підвищення мобільності ВПП. На думку розробників, їх потрібно проводити в трьох напрямках: з використанням традиційних двигунів (крокові та серводвигуни), вібродвигунів та електромагнітного приводу. Прийняття того чи іншого варіанта необхідно здійснювати на підставі конкретної технічної задачі, яку повинен реалізувати пристрій. Таке поєднання технічних рішень робить ВПП конструктивно простішими, ефективнішими в роботі та універсальнішими в застосуванні.

Проте використання різноманітних складових елементів пристрою, які функціонують за іншим принципом дії, може дещо ускладнити сис-

тему програмного керування для формування й подання виконавчим механізмам керівних команд відповідно до заданої програми.

Постановка завдання. Метою дослідження є вдосконалення конструктивної схеми, моделювання та реалізація складного руху ВПП по горизонтальній площині, а також аналіз впливу параметрів режиму роботи на його характер руху.

Виклад основного матеріалу. Для однотипного способу керування мобільністю ВПП, який містить на платформі чотири однакових попарно і симетрично розташованих віброзбудувачів коливань, розглянемо його роботу під час руху по нерухомій площині (рис. 3).

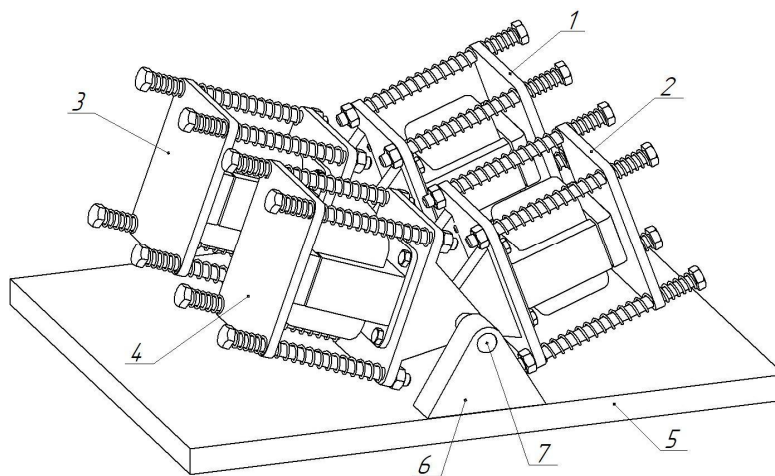


Рис. 3. Вібраційний пересувний пристрій:

1, 2, 3, 4 – електромагнітні збудувачі коливань; 5 – платформа; 6 – опора; 7 – вісь

Fig. 3. Vibrating mobile device:

1, 2, 3, 4 – electromagnetic perturbors of oscillations; 5 – platform; 6 – support; 7 – axis

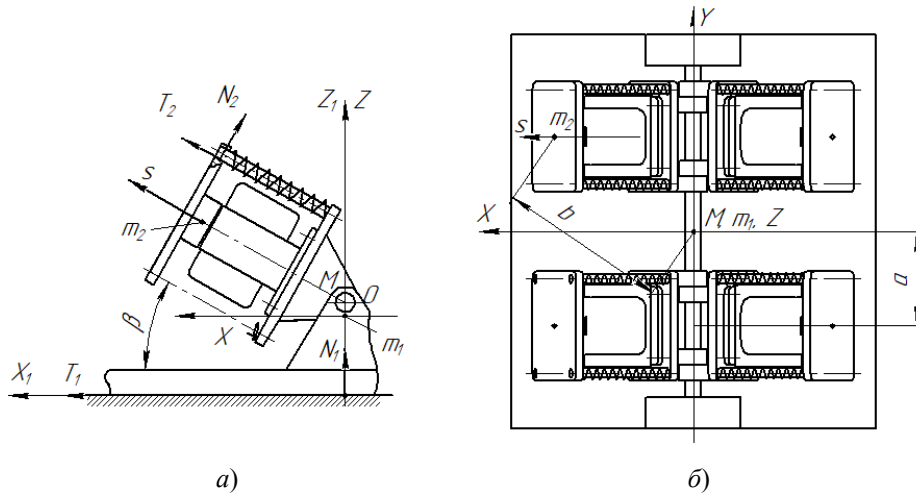


Рис. 4. Принципова схема роботи ВПП:

a – робота пристрою під час поступального руху; *б* – робота пристрою під час обертання

Fig. 4. Schematic diagram of VPP operation:

a – operation of the device during translational movement; *b* – operation of the device during rotation

Конструктивно пристрій виконаний таким чином, що його центр мас у нерухомому стані збігається з центром мас платформи m_1 (див. рис. 4, *a*). Під час роботи на якір віброзбудувача масою m_2 діє сила F , яка змінюється відповідно до закону

$$F = \begin{cases} F_0 \sin(\omega t) \dots \sin(\omega t) > 0 \\ 0 \dots \dots \dots \sin(\omega t) < 0 \end{cases} \quad (1)$$

Якір пов'язаний із статором за допомогою пружин жорсткістю c і рухається вздовж напрямних, які розташовані під кутом β до платформи.

Виберемо початок O системи координат у початковому положенні центра мас. Вісь Ox спрямуємо по площині в напрямі руху пристрою, а вісь Oz – вертикально вгору. Тоді, якщо працюватимуть два збудувачі коливачів, які переміщують його в додатному напрямі осі Ox , положення центра мас пристрою можна обчислювати за формулами:

$$\begin{aligned} x_c &= \frac{Mx_1 + 2m_2s \cos \beta}{M}; \\ z_c &= \frac{Mz_1 + 2m_2s \sin \beta}{M}, \end{aligned} \quad (2)$$

де $M = m_1 + 4m_2$ – загальна маса пристрою; x_1 – переміщення центра мас платформи; s – переміщення якоря відносно платформи вздовж напрямної; β – кут нахилу напрямних до платформи.

Складемо диференціальні рівняння руху центра мас пристрою під дією зовнішніх сил:

$$M \frac{d^2 x_c}{dt^2} = T_1; \quad M \frac{d^2 z_c}{dt^2} = N_1 - Mg, \quad (3)$$

де T_1 – сила тертя; N_1 – нормальна реакція; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння.

Підставимо в (3) вирази (2), враховуючи при цьому, що рух безвіддривний ($z_1 = \text{const}$):

$$\begin{aligned} M \frac{d^2 x_1}{dt^2} + 2m_2 \frac{d^2 s}{dt^2} \cos \beta &= T_1; \\ 2m_2 \frac{d^2 s}{dt^2} \sin \beta &= N_1 - Mg. \end{aligned} \quad (4)$$

Друге рівняння системи (4) розв'яжемо відносно реакції

$$N_1 = 2m_2 \frac{d^2 s}{dt^2} \sin \beta + Mg$$

і врахуємо, що під час руху сила тертя досягає максимального значення

$$\begin{aligned} T_1 &= -fN_1 \text{sign}(\dot{x}_1) = - \\ &= -f(2m_2 \frac{d^2 s}{dt^2} \sin \beta + Mg) \text{sign}(\dot{x}_1), \end{aligned} \quad (5)$$

де f – коефіцієнт тертя.

Підставляємо вираз T_1 :

$$\begin{aligned} M \frac{d^2 x_1}{dt^2} + 2m_2 \frac{d^2 s}{dt^2} (\cos \beta + f \sin \beta \text{sign}(\dot{x}_1)) &= \\ = -fMg \text{sign}(\dot{x}_1). \end{aligned} \quad (6)$$

Запишемо диференціальні рівняння руху якоря в проекціях на напрямну та перпендикулярну до неї вісь:

$$\begin{aligned} m_2 \frac{d^2 s}{dt^2} &= F - cs - m_2 \frac{d^2 x_1}{dt^2} \cos \beta + T_2 - m_2 g \sin \beta; \\ m_2 \frac{d^2 x_1}{dt^2} \sin \beta + N_2 - m_2 g \cos \beta &= 0, \end{aligned} \quad (7)$$

де T_2 – сила тертя якоря по напрямній; N_2 – нормальна реакція.

З другого рівняння

$$N_2 = m_2 g \cos \beta - m_2 \frac{d^2 x}{dt^2} \sin \beta .$$

Тоді сила тертя

$$T_2 = -f |N_2| \operatorname{sgn}(\dot{s}) = -f \left| m_2 g \cos \beta - m_2 \frac{d^2 x_1}{dt^2} \sin \beta \right| \operatorname{sign}(\dot{s})$$

і перше рівняння (7) після підстановки виразу T_2 матиме такий вигляд:

$$m_2 \frac{d^2 s}{dt^2} + m_2 \frac{d^2 x_1}{dt^2} (\cos \beta - f \sin \beta \operatorname{sign}(\dot{s})) = F - cs - m_2 g (\sin \beta + f \cos \beta \operatorname{sign}(\dot{s})) . \quad (8)$$

Система диференціальних рівнянь (6) і (8) розв'язувалась числовим методом Рунге-Кутта четвертого порядку точності за таких, наприклад, значень вихідних даних:

$$f = 0,2; \quad m_1 = 4 \text{ кг}; \quad m_2 = 0,5 \text{ кг}; \quad M = m_1 + 4m_2; \\ \omega = 2 \cdot \pi \cdot 50 \text{ рад/с}; \quad c = 1,2 \cdot m_2 \cdot \omega^2 \text{ Н/м}; \quad F_0 = 60 \text{ Н}; \\ g = 9,81 \text{ м/с}^2.$$

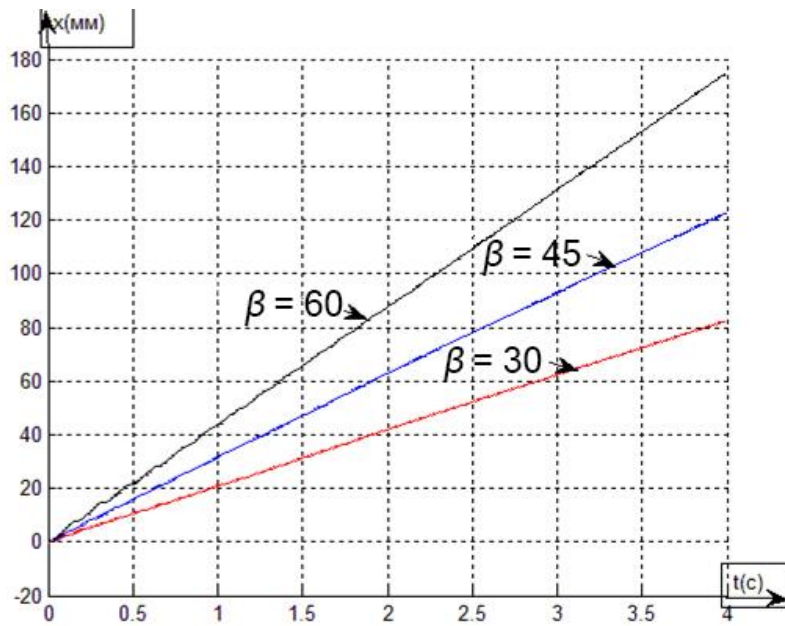


Рис. 5. Переміщення корпусу залежно від кута нахилу напрямних
Fig. 5. Body movement depending on the angle of inclination of the guides

Із зростанням кута нахилу напрямних β швидкість переміщення зростає.

За умови функціонування двох збурювачів коливань, що розміщені по діагоналі, яка проходить через центр мас, пристрій здійснюватиме обертальний рух навколо вертикальної осі, що проходить через центр мас (див. рис. 4, б). На підставі теореми про зміну кінетичного моменту механічної системи запишемо диференціальне рівняння обертального руху механізму:

$$\frac{d(I_c \dot{\varphi})}{dt} = T_3 a, \quad (9)$$

де a – відстань від точок опор платформи до осі обертання;

$I_c = I_k + 2m_2 b^2 + 2m_2 (b^2 + (s \cos \beta)^2 + bs \cos \beta \sqrt{2})$,
де I_k – момент інерції платформи; b – відстань від центра маси m_2 до осі обертання.

Силу тертя T_3 обчислюємо за формулою, аналогічною до (5):

$$T_3 = -f (2m_2 \frac{d^2 s}{dt^2} \sin \beta + Mg) \operatorname{sign}(\dot{\varphi}) .$$

Ураховуючи вирази для I_c і T_3 , рівняння (9) матиме такий вигляд:

$$I_c \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + 2 f a m_2 \frac{d^2 s}{dt^2} \sin \beta \operatorname{sign}(\dot{\varphi}) = -f M g \operatorname{sign}(\dot{\varphi}) a - \dot{\varphi} \dot{s} (2m_2 (2s \cos^2 \beta + b \cos \beta \sqrt{2})) . \quad (10)$$

Складемо також рівняння відносного руху якоря по напрямній у проєкціях на напрямну та дві інші взаємно перпендикулярні осі, одна з яких горизонтальна:

$$m_2 \frac{d^2 s}{dt^2} = F - cs +$$

$$+ m_2 \dot{\varphi}^2 \sqrt{b^2 + (s \cos \beta)^2} + 2b \sqrt{2} s \cos \beta \cos \beta + T_4 - m_2 g \sin \beta ;$$

$$\begin{aligned}
 & m_2 \dot{\varphi}^2 \sqrt{b^2 + (s \cos \beta)^2} + 2b\sqrt{2} s \cos \beta \sin \beta + \\
 & \quad + N_4 - m_2 g \cos \beta = 0 ; \\
 & N_5 - m_2 \frac{d^2 \varphi}{dt^2} \sqrt{b^2 + (s \cos \beta)^2} + 2\sqrt{2} b s \cos \beta - \\
 & \quad - 2m_2 \dot{\varphi} s \cos \beta = 0 .
 \end{aligned} \tag{11}$$

З двох останніх рівнянь знаходимо складові N_4 і N_5 нормальної реакції. Тоді повна нормальна реакція

$$\begin{aligned}
 N &= \sqrt{(N_4)^2 + (N_5)^2} , \text{ а} \\
 T_4 &= -f \sqrt{(N_4)^2 + (N_5)^2} \text{sign}(\dot{s}) .
 \end{aligned}$$

Отже, перше диференціальне рівняння в (11) матиме такий вигляд:

$$\begin{aligned}
 m_2 \frac{d^2 s}{dt^2} &= F - cs + \\
 &+ m_2 \dot{\varphi}^2 \sqrt{b^2 + (s \cos \beta)^2} + 2b\sqrt{2} s \cos \beta \cos \beta - . \tag{12} \\
 &- f \sqrt{(N_4)^2 + (N_5)^2} \text{sign}(\dot{s}) - m_2 g \sin \beta
 \end{aligned}$$

Потім потрібно розв'язувати систему диференціальних рівнянь (10) і (12) числовим методом.

На підставі наведених аналітичних залежностей можна розробити програмне забезпечення функціонування ВПП, тобто розробити його траєкторію і маршрут руху. За параметрами рис. 5 на рис. 6 наведено приклад такого маршруту та його траєкторію і послідовність спрацьовування збудувачів коливань вібраційного приводу запропонованої конструкції ВВП.

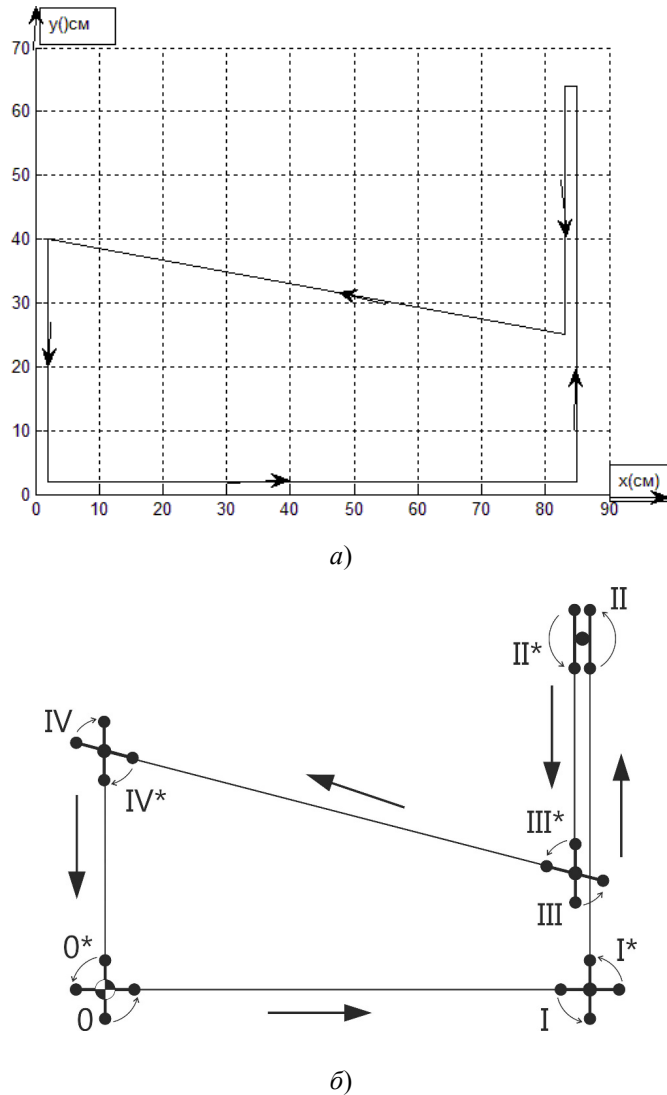


Рис. 6. Приклад траєкторії і маршруту ВПП на виробничій ділянці під час реалізації технічного завдання:

a – траєкторія; *б* – маршрут

Fig. 6. Example of the trajectory and route of the VMD on the production site during implementation of the technical task: *a* – trajectory; *б* – route

Так, на відрізку 0-I маршруту під час прямолінійного руху працюють віброзбурювачі коливань (електромагніти) 1-2. У точці I вступають у дію збурювачі 2-3 до моменту (точка I*), коли пристрій повернеться на 90°. Далі продовжують роботу електромагніти 1-2 і пристрій у тому ж режимі прибуває в точку II даного маршруту. Для подолання відрізка II-III маршруту необхідно в цій точці II ввести в дію збурювачі 2-3 або 1-4 для повороту пристрою на 180° (точка II*) або ж включення пари електромагнітів 3-4 для здійснення реверсу до точки III. Подальше керування пристроєм на відрізках III-IV та IV-0 аналогічне попередньому, тобто включенням відповідної пари віброзбурювачів. Під час зміни напрямку руху бажано приводити в дію ті електромагніти, які б забезпечили найменший кут повороту пристрою.

У результаті такого переміщення ВПП на кожній ділянці можна реалізовувати як в одному режимі (тобто швидкості) руху, так і в різних. Крім того, відмінний (різний) режим одночасного функціонування електромагнітів дає змогу реалізувати рух пристрою за складною криволінійною траєкторією.

Слід нагадати, що в даному випадку пристрій працює в безвідривному режимі з прямолінійними гармонічними коливаннями і відповідає незначним швидкостям транспортування. Для підвищення ефективності роботи ВПП ведуться дослідження щодо використання в них віброприводу з незалежними коливаннями.

Висновки. Отже, на перший погляд, розглянутий рух технічних об'єктів певною мірою можна вважати інноваційним, і він є цікавим у принциповому сенсі як альтернатива до традиційного. На підставі розробленої теорії вібраційного переміщення подальше дослідження цього ефекту та розробка різноманітних конструкцій пристроїв дають впевненість, що і ВПП з електромагнітним віброприводом знайдуть своє місце в техніці.

Бібліографічний список

1. Автоматическая загрузка технологических машин: справочник / И. С. Бляхеров и др.; под общ. ред. И. А. Клусова. Москва: Машиностроение, 1990. 400 с.
2. Блехман И. И. Вибрационная механика. Москва: Физматлит, 1994. 400 с.

3. Вертикальный вибрационный пересувний пристрій: пат. на корисну модель 132128 Україна, МПК В25J 5/00; опубл. 11.02.2019, Бюл. № 3.
4. Вибрации в технике: справочник: в 6 т. / ред. совет: В. Н. Чоломей (председ.) и др. Т. 4: Вибрационные процессы и машины / под ред. Э. Э. Лавендела. Москва: Машиностроение, 1981. 509 с.
5. Вибраційний пристрій пересування: пат. на корисну модель 121455 Україна, МПК В65J 5/100; опубл. 11.12.2017, Бюл. № 23.
6. Гончаревич И. Ф. Вибрация – нестандартный путь: вибрация в природе и технике. Москва: Наука, 1986. 209 с.
7. Козырев Ю. Г. Промышленные роботы: справочник. Москва: Машиностроение, 1988. 392 с.
8. Коруняк П. С., Керницький І. С., Ніщенко І. І. Автоматизоване вібраційне маніпулювання виробами та віброманіпулятори / за ред. В. В. Снітинського. Львів: СПОЛОМ, 2021. 256 с.
9. Коруняк П. С., Ніщенко І. І., Керницький І. С. Транспортувальні машини. Основи конструювання та розрахунку вібраційних транспортувальних машин. Львів: СПОЛОМ, 2017. 244 с.
10. Малащенко В. О., Коруняк П. С., Ніщенко І. І. Вібраційне пересування по шорсткій поверхні. *Підйомно-транспортна техніка*. 2017. № 3. С. 33-40.
11. Основи творення машин / М. Я. Бучинський, О. В. Горик, А. М. Чернявський, С. В. Яхін; за ред. проф. О. В. Горика. Харків: НТМТ, 2017. 448 с.
12. Основы робототехники / Н. В. Василенко, К. Д. Никитин, В. П. Пономарев, А. Ю. Смолин; под ред. К. Д. Никитина. Москва: Радио и связь, 1993. 475 с.
13. Повидайло В. О. Вібраційні процеси та обладнання. Львів: Вид-во Національного університету «Львівська політехніка», 2004. 248 с.
14. Промышленная робототехника / Л. С. Ямпольский и др.; под ред. Л. С. Ямпольского. Киев: Техніка, 1984. 258 с.
15. Промышленные роботы: конструирование, управление, эксплуатация / В. И. Костюк, А. П. Гавриш, Л. С. Ямпольский, А. Г. Карлов. Киев: Вища шк., 1985. 359 с.
16. Спину Г. А. Промышленные роботы: конструирование и применение. Киев: Вища шк., 1991. 311 с.
17. Старжинский В. М. Теоретическая механика. Москва: Наука, 1980. 464 с.
18. Стоцько З. А. Моделювання технологічних систем: навч. посіб. 2-ге вид., перероб. і допов. Львів: Вид-во Львів. політехніки, 2013. 188 с.
19. Шаумян Г. А. Комплексная автоматизация производственных процессов. Москва: Машиностроение, 1973. 640 с.

Стаття надійшла 28.09.2022

ОБҐРУНТУВАННЯ ДИСКОВОГО РОБОЧОГО ОРГАНА КОМБІНОВАНОГО СПОСОБУ ОБРОБІТКУ ҐРУНТУ ТА ПРОЦЕСУ РОЗРІЗАННЯ РОСЛИННИХ ЗАЛИШКІВ КУКУРУДЗИ

Микола Корчак, к. т. н., Анатолій Рудь, к. т. н.,
Сергій Грушецький, к. т. н., Юрій Павельчук, к. т. н.
*Заклад вищої освіти «Подільський державний університет»
вул. Шевченка, 12, м. Кам'янець-Подільський, Хмельницька область, Україна,
e-mail: korchak_nikolay@ukr.net*

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2022.26.030>

Корчак М., Рудь А., Грушецький С., Павельчук Ю. Обґрунтування дискового робочого органа комбінованого способу обробітку ґрунту та процесу розрізання рослинних залишків кукурудзи

Дисковий робочий орган у запропонованому комбінованому способі обробітку ґрунту, засміченого рослинними залишками кукурудзи, який складається з об'єднаних технологічних процесів: розрізання та розподілу рослинних залишків, ущільнення згорненої маси, подрібнення рослинних залишків із ґрунтом та вирівнювання поверхні поля, виконує один із найважливіших технологічних процесів – розрізання довгих і грубих стебел у міжряддях, забезпечуючи при цьому ефективніше виконання наступних процесів запропонованого способу. Тому саме цей робочий орган, що реалізує технологічний процес, який він виконує, потребує ретельних теоретичних досліджень впливу на процес розрізання рослинних залишків та ґрунту. Проведено теоретичні дослідження впливу дискового робочого органа на процес розрізання стеблових залишків кукурудзи, зокрема дослідження його динаміки та активізації впливу на ґрунт. Дослідження технологічного процесу впливу дискового робочого органа на процес розрізання рослинних залишків дають змогу науково обґрунтувати його конструктивні параметри. Найважливішим об'єктом у процесі розрізання дисковим органом є моделі рослинних залишків. Первинною функцією слід вважати вплив дискового робочого органа на стеблові та кореневі залишки кукурудзи. Цей вплив полягає в розрізанні тих стебел, які потрапляють у зону дії ножів, а також у частковому їх повертанні. Таке повертання стебел та вплив дискового робочого органа на листостеблові рослинні залишки суттєво змінює функцію розподілу рослинних залишків на поверхні поля. Теоретично доведено, що поперечні коливання сприяють кришенню ґрунтових макроагрегатів і призводять до зменшення впливу агрегату на ґрунт та розширення смуги обробітку. Результати теоретично обґрунтованого дискового робочого органа знайшли своє застосування в розробці нової технології подрібнення рослинних залишків кукурудзи та подрібнювача для її реалізації. Отримано подальший розвиток досліджень з обґрунтування розрізання стеблових залишків та дискових робочих органів, що застосовуються в комбінованих ґрунтообробних агрегатах для обробітку ґрунту після збирання кукурудзи.

Ключові слова: дисковий робочий орган, рослинні залишки кукурудзи, теоретичне обґрунтування, динамічні властивості, вплив на процес розрізання, ґрунт.

Korchak M., Rud A., Hrushetskyi S., Pavelchuk Y. Justification of the disk working body of combined soil tillage and the process of cutting corn plant residues

The disk working body in the proposed combined method of tilling the soil littered with corn plant residues, which consists of combined technological processes, like cutting and distribution of plant residues, compaction of the compacted mass, grinding of plant residues with soil and leveling of the field surface, performs one of the most important technological processes, i.e. cutting long and rough stems in the interrows, while ensuring more efficient execution of the following processes of the proposed method. Therefore, it is this working body that implements the technological process that it performs, which requires thorough theoretical studies of the impact on the process of cutting plant residues and soil. Theoretical studies of the impact of the disk working body on the process of cutting corn stalk residues have been conducted, in particular, studies of its dynamics and activation of the impact on the soil. The study of the technological process of the impact of the disk working body on the process of cutting plant residues makes it possible to scientifically substantiate its design parameters. In the process of cutting with a disk body, the most important object is the model of plant remains. The primary function is considered to be the impact of the disk working body on the stem and root residues of corn. This effect consists in cutting those stems that fall into the area of action of the knives, as well as in their partial rotation. Such rotation of the stems and the impact of the disk working body on the leaf-stem plant residues significantly changes the function of the distribution of plant residues on the field surface. It has been theoretically proven that transverse vibrations contribute to the collapse of soil macro-aggregates and lead to a decrease in the impact of the aggregate on the soil and an expansion of the cultivation strip. The results of the theoretically justified disk working body were used in the development of a new technology for grinding plant residues of corn and a shredder for its implementation. Further development of studies on the justification of cutting stem residues and disk working bodies, used in combined tillage units for soil cultivation after harvesting corn, was implemented.

Key words: disk working body, plant residues of corn, theoretical justification, dynamic properties, influence on the cutting process, soil.

Постановка проблеми. У запропонованому комбінованому способі обробітку ґрунту, засміченого рослинними залишками кукурудзи, що складається з об'єднаних технологічних процесів: розрізання та розподілу рослинних залишків, ущільнення згорненої маси, подрібнення рослинних залишків з ґрунтом та вирівнювання поверхні поля, дискові робочі органи здійснюють один із найважливіших технологічних процесів – розрізання довгих та грубих стебел у міжряддях, забезпечуючи при цьому ефективніше протікання наступних процесів запропонованого способу. Тому саме цей робочий орган, що реалізує технологічний процес, який він виконує, потребує ретельних теоретичних досліджень впливу на процес розрізання рослинних залишків та ґрунту.

Теоретичні дослідження впливу дискового робочого органа на процес розрізання рослинних залишків дають змогу науково обґрунтувати конструктивні параметри дискових робочих органів комбінованої машини.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дискові робочі органи використовують для обробітку ґрунту досить давно. Основне їхнє призначення – руйнування великих брил ґрунту, які за певних умов утворюються після оранки [1; 2]. Мається на увазі, що ножі є плоскими, випуклі ножі мають інші функції.

Вони виконують різні функції – починаючи від післязбирального кришення ґрунту, закінчуючи подрібненням післязбиральних рослинних залишків і знищенням бур'янів. Є декілька типових форм дисків, з яких можна виділити плоскі й опуклі. Математичний опис динамічних властивостей плоских дисків досить мало досліджений у зв'язку з іншим застосуванням. За використання дискових робочих органів для роботи з ґрунтом вони вважаються абсолютно жорсткими. Але експериментальні спостереження показують, що оброблювана смуга ґрунту набагато ширша від товщини диска. Це пов'язано, з одного боку, з недостатнім центруванням дисків на валу, з іншого – з неврахуванням пружних властивостей диска (і, можливо, несучої стійки). Безумовно, розширення ширини оброблюваної ґрунтової смуги є позитивною стороною застосування диска. З цього погляду, обидві вищеназвані причини не відіграють негативної ролі. Проте недостатнє центрування диска на валу призводить до швидкого зношення як вала, так і диска, і акцентування цього способу небажане. Надійнішим є врахування пружних властивостей диска (хоча в цих випадках починають відігравати значну роль процеси старіння металу).

Під час розрахунку динаміки дискового робочого органа для обробітку ґрунту його пружних властивостей дотепер не враховували.

Постановка завдання. Наша мета – провести теоретичні дослідження впливу дискового робочого органа на процес розрізання рослинних залишків кукурудзи, зокрема дослідження його динаміки та активізації впливу на ґрунт з урахуванням його пружних властивостей.

Виклад основного матеріалу. Найважливішим об'єктом у процесі подрібнення дисковим робочим органом є моделі рослинних залишків (листочкостеблових та кореневих). Такі об'єкти, зокрема їхні фізико-механічні властивості, мало вивчені, тому використовувані моделі характеризуватимуться новизною. Для розгляду їхніх динамічних процесів можна використовувати такі моделі:

- в'язко-пружне середовище (на певних етапах процесу);
- реологічні (пов'язані з деформацією первинної структури).

Числові параметри для цих моделей можуть бути отримані в результаті експериментальних досліджень.

Окремо потрібно розглянути модель рослинних залишків на зібраному полі. Специфіка цієї моделі порівняно з вищерозглянутими моделями полягає в тому, що ця модель геометрична. На відміну від вищерозглянутих моделей, нами проведені експериментальні дослідження стану засміченості поля рослинними залишками після збирання кукурудзи в польових умовах. На основі експериментальних досліджень і будується ця модель [6].

Зрозуміло, що дискретний опис розміщення листочкостеблових залишків не зовсім зручний для подальшого опису динамічних процесів, які описують взаємодію польової установки з рослинними залишками. Тому подальший аналіз буде пов'язаний із введенням неперервної функції розподілу $N(\varphi, x)$, де φ – кут розміщення стебел залишків відносно напрямку руху установки (вісь Ox), N – кількість стебел. У подальшому залежність $N(x)$ може бути прийнята постійною величиною (рівномірний розподіл залишків уздовж руху або майже рівномірний).

Ця умова може бути записана в такому вигляді:

$$\frac{|N_1 - N_2|}{N_1 + N_2} \ll \frac{|X_1 - X_2|}{X_1 + X_2}, \quad (1)$$

де N_1, N_2 – кількість рослинних залишків у точках X_1 та X_2 .

Ми використовуватимемо плоскі дискові робочі органи, однак особливість їх використання значно відрізняється від традиційного. По-перше, вони використовуються до оранки, тобто не йтимуться про розрізання масивних брил – вони до оранки просто відсутні. Тому ця функція дискових робочих органів є вторинною.

Первинною функцією слід вважати вплив дискових органів на листостеблові та кореневі залишки зібраної кукурудзи. Цей вплив полягає в розрізанні тих стебел, які потрапляють у зону дії цих ножів, а також у частковому їх повертанні. Таке повертання стебел змінює функцію розподілу $N(\varphi)$. Якісне зображення зміненої функції розподілу подане на рис. 1 (пунктирна крива).

У рамках функції розподілу діаграма розподілу рослинних залишків на поверхні поля може бути зображена графічно (див. рис. 1).

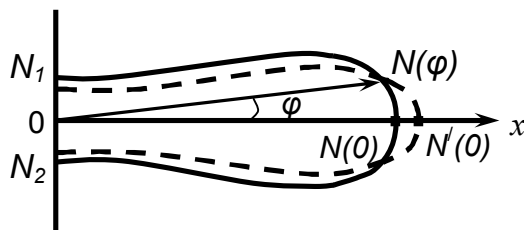


Рис. 1. Схематичне зображення функції розподілу рослинних залишків $N(\varphi)$ у полярній системі координат

Fig. 1. Schematic representation of the distribution function of plant residues $N(\varphi)$ in the polar coordinate system

У рамках функції розподілу можна виразити різні вищерозглянуті величини, а саме:

– математичне сподівання:

$$N_{cp} = \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} N(\phi) d\phi; \quad (2)$$

– математичне сподівання квадрата очікуваної величини:

$$N^2 = \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} N^2(\phi) d\phi; \quad (3)$$

– дисперсія:

$$D(N) = N^2 - N_{cp}^2. \quad (4)$$

Зрозуміло, що вигляд функції розподілу $N(\varphi)$ залежить від багатьох чинників (умови збирання, збиральні пристрої, сорт кукурудзи тощо).

Дослідження динаміки дискового робочого органа. Для подальшого аналізу роботи дискового органа вважаємо, що він абсолютно жорсткий, вільно закріплений на горизонтальній осі (опір тертя на осі можна врахувати). Поперечний переріз (радіальний) являє собою прямокутник, на одній із менших сторін якого знаходиться рівнобедрений трикутник (зона заточки).

Оскільки використання дискових органів відбувається до оранки і різкі зміни густини й твердості ґрунту відсутні, то можна вважати ґрунт суцільним однорідним середовищем як за глибиною (невелике заглиблення ножа – до 5 см), так і в горизонтальному напрямі. Незначні флуктуації, які мають стохастичний характер, у принципі можуть бути враховані. Але, по-перше, треба мати експериментальні результати, а подібні дослідження не проводилися. По-друге, таке врахування значно ускладнює математичні розрахунки.

Нехай радіус диска дорівнює R , товщина a , висота заточки b , глибина заглиблення диска в ґрунт дорівнює h , причому $h > b$. Вважаючи ґрунт суцільним середовищем, запишемо силу вологого тертя в такому вигляді:

$$F_c = \beta \cdot V_n; \quad \beta = \beta' \cdot S, \quad (5)$$

де F_c – сила вологого тертя, Н; V_n – поступальна швидкість агрегату, м/с; β – коефіцієнт пропорційності, який визначається експериментально, Н·с/м; β' – коефіцієнт тертя, Н·с/м; S – площа контакту, м².

Зрозуміло, що β залежить від площі контакту. Тертя між диском і листостебловими залишками може бути прийняте сухим (закон Кулона), оскільки площа контакту відносно невелика.

Розрахункова схема дискового робочого органа наведена на рис. 2.

Диск виконує плоский поступально-обертотий рух. V_0 – лінійна швидкість диска, A_0, B_0 – крайні точки, що позначають заглиблення дискового робочого органа в ґрунт, P – миттєвий центр швидкостей диска. Якщо позначити радіус диска через $R = c + b$, то кутова швидкість обертання дорівнюватиме:

$$\omega = \frac{V_0}{R} = \frac{V_0}{c + b}, \quad (6)$$

де V_0 – лінійна швидкість диска.

Позначимо діаметр стебла, яке потрапляє в зону дії дискового ножа, через d . Тоді час взаємодії ножа і стебла дорівнює:

$$t = \frac{d}{V_c \cdot \sin \phi}, \quad (7)$$

де d – діаметр стебла; V_c – лінійна швидкість точок на ободі диска.

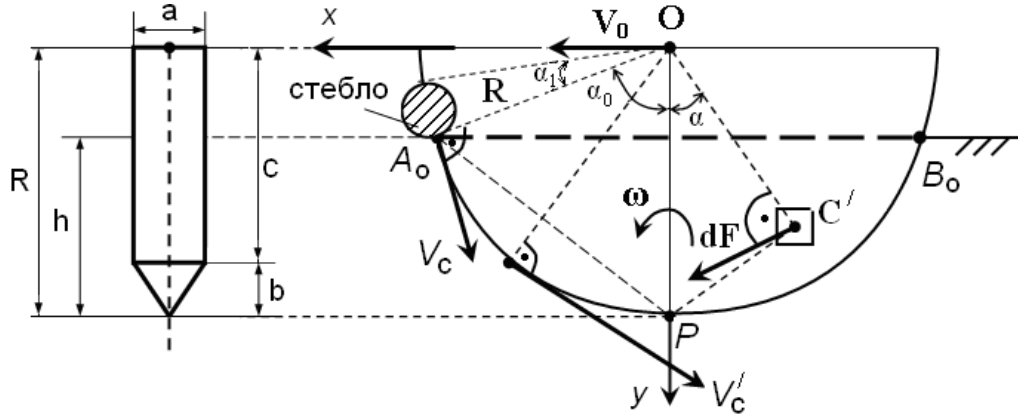


Рис. 2. Розрахункова схема дискового робочого органа
Fig. 2. Calculation scheme of a disk working body

Лінійна швидкість диска V_0 може бути визначена з такого співвідношення:

$$\frac{V_0}{R} = \frac{V_c}{R \cdot \sin \frac{1}{2} \left(\alpha_0 + \frac{\alpha_1}{2} \right)} = \omega ; \quad \phi = \frac{1}{2} \left(\alpha_0 + \frac{\alpha_1}{2} \right), \quad (8)$$

де α – кут між радіус-вектором dS і вертикаллю (Oy); α_0 – кут між вертикаллю (Oy) і радіус-вектором стебла; α_1 – кут між стеблом і лінією OA_0 .

Звідси

$$V_c = V_0 \cdot \sin \frac{1}{2} \left(\alpha_0 + \frac{\alpha_1}{2} \right). \quad (9)$$

Ці вирази справедливі лише в тому разі, коли стебло розташоване горизонтально на поверхні ґрунту.

Для обчислення сили тертя між дисковим робочим органом і ґрунтом, а також між диском і розрізаними листостебловими залишками, введемо декартову систему координат xOy (див. рис. 2). Виділимо елементарну поверхню на диску площею $dx dy$. Координати центра цієї ділянки:

x ($|x| \leq R \cdot \cos \alpha_0$) та y ($R - h \leq y \leq R$). Згідно з теоремою про миттєвий центр швидкостей, справедливим є такий вираз:

$$V_c' = V_0 \cdot \frac{\sqrt{x^2 + y^2}}{R}, \quad (10)$$

де V_c' – миттєва швидкість точок на ободі диска відносно миттєвого центра обертання.

Тоді сила тертя, яка діє на цю площинку, дорівнює:

$$dF = \left(\frac{\beta'}{V_c'} \right) dS = \frac{\beta'}{V_c'} dx dy. \quad (11)$$

У проєкції на вісь Ox :

$$dF_x = \left(\frac{\beta'}{V_c'} \right) \sin \alpha dx dy. \quad (12)$$

Тоді сила тертя, яка діє на всю заглиблену в ґрунт площинку в проєкції на вісь x , визначається виразом

$$F_x = \int_S dF_x = \int_{-R \sin \alpha_0}^{R \sin \alpha_0} \int_{R-h}^R \left(\frac{\beta'}{V_c'} \right) \sin \alpha dy dx. \quad (13)$$

Або з врахуванням виразу (10):

$$F_x = \frac{V_0 \beta'}{R} \int_{-R \sin \alpha_0}^{R \sin \alpha_0} \int_{R-h}^R \frac{\sqrt{x^2 + y^2}}{\sqrt{x^2 + y^2}} dx dy = \frac{V_0 \cdot \beta'}{R} \int_{-R \sin \alpha_0}^{R \sin \alpha_0} x dx \int_{R-h}^R dy. \quad (14)$$

Той факт, що подвійний інтеграл розділюється, дозволяє в закінченому вигляді провести інтегрування, і результат відносно нескладного інтегрування може бути записаний у такому вигляді:

$$\begin{aligned} F_x &= \frac{V_0 \cdot \beta'}{2R} \cdot [R^2 \sin^2 \alpha_0 + R^2 \sin^2 \alpha_0] \cdot \\ &\cdot [R^2 - (R-h)^2] = \\ &= V_0 \cdot \beta' \cdot R \sin^2 \alpha_0 \cdot (h^2 - 2R \cdot h) = \\ &= V_0 \cdot \beta' \cdot R \frac{\sqrt{h^2 - 2R \cdot h}}{R} \cdot (h^2 - 2R h) = \\ &= V_0 \cdot \beta' \cdot (h^2 - 2R \cdot h)^{\frac{3}{2}} \end{aligned} \quad (15)$$

Для забезпечення рівномірного обертання диска тягове зусилля F_0' мусить бути більшим або рівним силі:

$$F_0' \geq F_x + F_n + F_m, \quad (16)$$

де F_x – сила тертя; F_n – лобовий опір диска в ґрунті; F_m – сила тертя диска по розрізаних стеблових залишках.

Сила лобового опору ґрунту після нескладних обчислень може бути подана в такому вигляді:

$$F_x = \rho \cdot S \cdot V_0^2 = \rho \cdot V_0^2 \cdot \left[a(h-b) + \frac{ab}{2} \right], \quad (17)$$

де ρ – середня густина ґрунту в зоні обробітку.

Для обчислення F_{mx} приймаємо силу різання стебла рівною F_p . Час різання визначається виразом (7), інакше кажучи, сила тертя F_m має імпульсний характер (рис. 3).

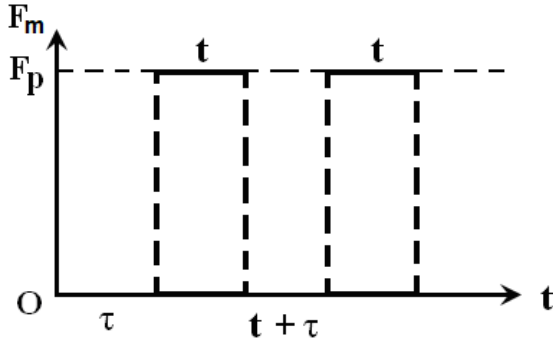


Рис. 3. Діаграма сил різання
Fig. 3. Diagram of cutting forces

Тут τ – інтервал між послідовними імпульсами, який залежить від функції розподілу $N(\varphi)$;

$t + \tau$ – інтервал через певний проміжок часу t .

Зручно ввести усереднене значення сили тертя диска F_m по розрізаних стеблових залишках:

$$F_m = \sum_{i=1}^{t+\tau} \int_{\tau} F(t) dt = F_p \frac{t}{t+\tau}. \quad (18)$$

Тоді проекція сили тертя на вісь x :

$$F_{mx} = \frac{t}{t+\tau} F_p \cdot \sin(\alpha + \alpha_0), \quad (19)$$

де F_p – сила різання;

Тоді сила тертя F_x може бути записана так:

$$F_x \geq 2\beta' V_0 (h^2 - 2R \cdot h)^{\frac{3}{2}} + \rho \cdot V_0^2 \left(a(h-b) + \frac{a \cdot b}{2} \right) + \frac{t}{t+\tau} F_p \cdot \sin(\alpha + \alpha_0) \quad (20)$$

Проаналізуємо залежність сили тертя F_x від кута обертання диска φ . Для цього позначимо перші два доданки у виразі (20) через F_x'' і F_x''' . Тоді одержимо:

$$F_x = F_x'' + F_x''' \frac{d}{V_c \cdot \sin \phi \left(\tau + \frac{d}{V_c \cdot \sin \phi} \right)} = F_x'' + F_x''' \cdot \frac{d}{\tau \cdot V_c \cdot \sin \phi + d} \quad (21)$$

$$F_x''' = F_p \cdot \sin(\alpha + \alpha_0),$$

де F_x'' – складова сили тертя, яка не залежить від кута обертання дискового ножа φ ; F_x''' – складова сили тертя, яка залежить від кута обертання дискового ножа φ .

Розглянемо найбільш актуальну ситуацію – «тонкі стеблові залишки – невелика засміченість»:

$$\frac{d}{\tau \cdot V_c} \ll 1. \quad (22)$$

У цьому разі

$$\frac{dF_x}{d\phi} = -\frac{F_x'''}{\tau \cdot V_c} \cdot \frac{\cos \phi}{\sin^2 \phi}; \quad \frac{F_x}{\tau \cdot V_c} = const. \quad (23)$$

Мінімум функції $F_x(\varphi)$ досягається в точках

$\phi_k = \frac{\pi}{2}$ і дорівнює:

$$F_{x \min} = F_x'' + \frac{2F_x'''}{\pi \cdot \tau \cdot V_c}. \quad (24)$$

Залежність $F_x(\varphi)$ для випадку (1) наведена на рис. 4.

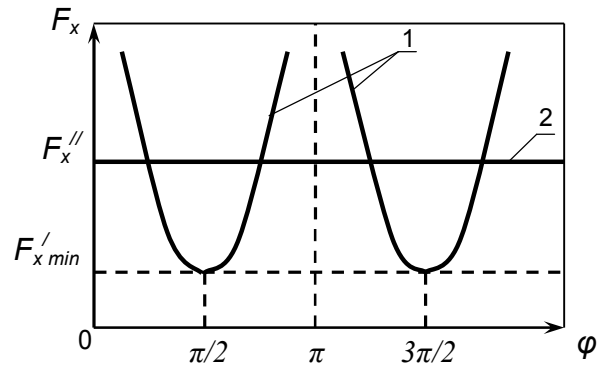


Рис. 4. Залежність сили тертя F_x від кута обертання дискового робочого органа φ для випадків:

1 – тонкі стеблові залишки – невелика засміченість; 2 – грубі стебла – велика засміченість

Fig. 4. Dependence of the friction force F_x on the angle of rotation of the disc working body φ for the following cases: 1 – thin stem remains – slight clogging; 2 – coarse stalks – big clogging

У випадку «грубі стебла – велика засміченість» виконується нерівність

$$\frac{d}{\tau \cdot V_c} \gg 1. \quad (25)$$

Залежність

$$F_x = F_x'' + F_x''' \quad (26)$$

наведена на рис. 4 (пряма 2).

Досліджуючи вплив дискового робочого органа на ґрунт [10], розглянемо таку модель при-

строю (рис. 5). Нехай ми маємо круглу пластину 1 з циліндричною жорсткістю Ω на вигин:

$$\Omega = \frac{E \cdot a^3}{12(1-\nu^2)}, \quad (27)$$

де E – модуль Юнга матеріалу пластини; a – товщина пластини; ν – коефіцієнт Пуассона.

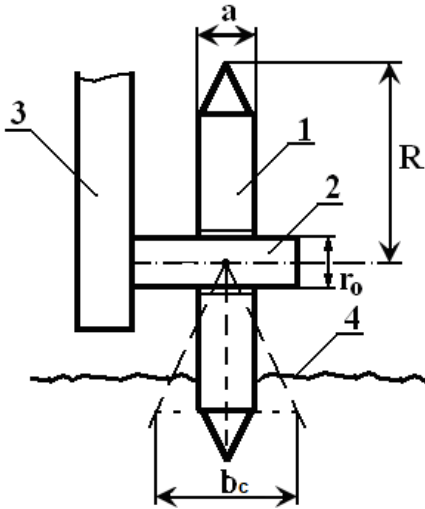


Рис. 5. Схема пристрою для активізації впливу дискового робочого органа на ґрунт:
1 – дисковий ніж; 2 – вал; 3 – стійка; 4 – ґрунт;
 R – радіус диска; r_0 – радіус вала;
 a – товщина диска; b_c – смуга обробітку ґрунту

Fig. 5. Scheme of the device for activating the influence of the disc working body on the soil:

1 – disk knife; 2 – shaft; 3 – rack; 4 – soil; R – disk radius; r_0 – shaft radius;
 a – disk thickness; b_c – strip of tillage

Дисковий робочий орган 1 закріплений на валу 2 радіусом r_0 , який консольно закріплений на вертикальній стійці 3. Вал і стійка є жорсткими. Лінійна швидкість диска V_0 є порівняно невеликою, і питання про втрату пружної стійкості диска можна не розглядати. Зовнішні дії на диск з боку ґрунту 4 можуть бути враховані через коефіцієнт постелі, але цей вплив також є незначним і його несиметричність при реальних силових діях не призводить до виникнення вузлових діаметрів і, з іншого боку, дозволяє розглядати тільки власні коливання вузлових кіл. Динамічне рівняння поперечних коливань має вигляд для амплітудної функції:

$$\nabla^2 \nabla^2 \omega - \alpha^4 \omega = 0; \quad \alpha^2 = \Omega^2 \cdot \frac{12\rho(1-\nu^2)}{Ea^3}, \quad (28)$$

де $\nabla^2 \nabla^2$ – бігармонічний оператор у полярній системі координат:

$$\nabla^2 \nabla^2 \omega = \left(\frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{2} \frac{\partial}{\partial r} + \frac{\partial^2}{r^2 \partial \phi^2} - \alpha^2 \right) \cdot \left(\frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{2} \frac{\partial}{\partial r} + \frac{\partial^2}{r^2 \partial \phi^2} + \alpha^2 \right). \quad (29)$$

За відсутності вузлових діаметрів ($n = 0$) загальне розв'язання може бути представлене у вигляді [11]:

$$\omega(r) = C_1 J_0(\alpha r) + C_2 Y_0(\alpha r) + C_3 I_0(\alpha r) + C_4 K_0(\alpha r), \quad (30)$$

де $J_0(\alpha r)$, $I_0(\alpha r)$ – функції Бесселя першого роду нульового порядку; $Y_0(\alpha r)$, $K_0(\alpha r)$ – модифіковані функції Бесселя; C_i ($i = 1 - 4$) – константи інтегрування, що залежать від крайових умов:

$$\omega(r_0) = \frac{\partial \omega}{\partial r} \Big|_{r=r_0} = 0; \quad \frac{\partial^2 \omega}{\partial r^2} \Big|_{r=R} = \frac{\partial^3 \omega}{\partial r^3} \Big|_{r=R} = 0. \quad (31)$$

Подальший аналіз та отримання власних частот порівняно нескладні, передбачають обчислення досить громіздких частотних рівнянь і застосування рекурентних формул для функцій Бесселя. Тому для дисків, в яких зовнішній діаметр більший порівняно з діаметром вала ($R \gg r_0$), доцільно застосувати метод Рітца і вибрати як мінімізаційну функцію для серединної лінії таку:

$$\omega(R) = \alpha (R - r_0)^\Psi, \quad (32)$$

де Ψ – параметр, значення якого підбирається з умови мінімуму частот коливань (А. Стодола).

Таким чином, враховуючи початкові умови, можна отримати значення відхилення краю диска ($r = R$) від початкового положення $\omega(R)$. Це відхилення бере участь у розширенні смуги обробітку ґрунту b_c . Ця ширина стає рівною:

$$b_c = 2\omega(R) + a. \quad (33)$$

Крім того, поперечні коливання сприяють крихненню ґрунтових макроагрегатів і призводять до зменшення впливу агрегату на ґрунт, що дає змогу розширити смугу обробітку [3; 4; 9–12; 14].

Процес розрізання стеблових залишків кукурудзи та дисковий робочий орган для його реалізації обґрунтовані і реалізовані нами в розробці комбінованого подрібнювача рослинних залишків грубостеблових культур [5; 13], досліджувалися раніше й були частково розглянуті в матеріалах конференцій і наукових виданнях [7; 8; 15–25].

Висновки. 1. Первинною функцією належить вважати вплив дискових робочих органів на листостеблові та кореневі залишки зібраної кукурудзи. Цей вплив полягає в розрізанні тих стебел, які потрапляють у зону дії ножів, а також у частковому їх повертанні. Вплив дискового робочого органа на листостеблові рослинні залишки суттєво змінює функцію розподілу рослинних залишків на поверхні поля $N(\phi)$.

2. Теоретично обґрунтовано динамічні властивості впливу дискового робочого органа на процес розрізання рослинних залишків кукурудзи.

3. У результаті досліджень впливу дискового органа на ґрунт доведено, що поперечні коливання сприяють кришенню ґрунтових макроагрегатів і призводять до зменшення впливу агрегату на ґрунт і розширення смуги обробітку.

4. Отримали подальший розвиток дослідження з обґрунтування розрізання стеблових залишків та дискових робочих органів, що застосовуються в комбінованих ґрунтообробних агрегатах для обробітку ґрунту після збирання кукурудзи.

Бібліографічний список

1. Войтюк Д. Г., Барановський В. М., Булгаков В. М. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку. Київ: Вища освіта, 2005. 464 с.
2. Войтюк Д. Г., Дубровін В. О., Льченко Т. Д. Сільськогосподарські та меліоративні машини / за ред. Д. Г. Войтюка. Київ: Вища освіта, 2004. 544 с.
3. Заяц О. М. Сівозміни: теоретичні основи, проектування та освоєння. Харків, 1999. 90 с.
4. Льченко В. Ю., Нагірний Ю. П. Машиновикористання в землеробстві. Київ: Урожай, 1996. 384 с.
5. Комбінований подрібнювач рослинних залишків грубостеблових культур з напрямними елементами: пат. 141263, Україна, МПК А 01 В 49/02 (2006.01). № u2019 10350; заявл. 15.10.2019; опубл. 25.03.2020, Бюл. № 6.
6. Корчак М. М., Єрмаков С. В. Дослідження характеру засміченості поля листостебельними та кореневими залишками після збирання кукурудзи. *Збірник наукових праць Подільського державного аграрно-технічного університету*. Кам'янець-Подільський, 2007. Вип. 15. С. 498-504.
7. Корчак М. М. Обґрунтування параметрів дискового робочого органа для розрізання стебел кукурудзи. *Abstracts of XXXIV International Scientific and Practical Conference «Problems of the development of modern science»*, 30 August – 02 September 2022. Madrid, 2022. P. 319-326. doi: 10.46299/ISG.2022.1.34.
8. Корчак М. М. Розробка комбінованого способу та подрібнювача для ґрунту, засміченого рослинними залишками. *Вісник Львівського національного аграрного університету. Агроінженерні дослідження*. 2009. № 13, т. 1. С. 155-163.
9. Лотоненко І. В., Литвинюк Р. С., Синявін В. Д. Обробітку ґрунту для різних ґрунтово-кліматичних зон України: навч. посіб. Харків, 1998. 54 с.
10. Мельник І. І., Бондар С. М. Аналіз умов використання ґрунтообробних комплексів у зоні Полісся України. *Механізація сільськогосподарського виробництва: збірник наукових праць Національного аграрного університету*. Київ: НАУ, 2001. Т. 10. С. 131-138.
11. Мельник І. І., Гречкосій В. Д., Марченко В. В. Оптимізація комплексів машин і структури машинного парку та планування технічного сервісу: навч. посіб. Київ: Вид. центр НАУ, 2001. 48 с.
12. Нагорний Н. Н. Технологии и технические средства почвозащитного контурно-мелиоративного земледелия. Киев: Урожай, 1994. 248 с.
13. Спосіб обробітку поля, засміченого рослинними залишками грубостеблових культур з вдосконаленням процесу розрізання стебел: пат. № 146178, Україна, МПК (2021.01), A01B 33/00, A01B 79/00. № u 2020 06391; заявл. 02.10.2020 р.; опубл. 20.01.2021 р., Бюл. № 3.
14. Сучасний стан земель України і заходи для його поліпшення / В. В. Медведєв, С. Ю. Булигін, Р. С. Трускавецький, Т. М. Лактіонова. *Вісник аграрної науки*. 1996. № 12. С. 5-13.
15. Development of rational technology for sodium glyceroxide obtaining / M. Korchak et al. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2022. Vol. 5, No 6 (119). P. 16-25. doi: 10.15587/1729-4061.2022.265087.
16. Development of safe technology of obtaining fatty acid monoglycerides using a new catalyst / O. Bliznjuk, N. Masalitina, I. Mezentseva, T. Novozhylova, M. Korchak. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2022. Vol. 2, No 6 (116). P. 13-18. doi: 10.15587/1729-4061.2022.253655.
17. Development of technology for the hemp stalks preparation / V. Sheichenko, I. Marynchenko, I. Dudnikov, M. Korchak. *Independent Journal of Management and Production*. 2019. Vol. 10, No 7. P. 687-701.
18. Development of transesterification model for safe technology of chemical modification of oxidized fats / M. Korchak et al. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2022. Vol. 6, No 6 (120). P. 8-13. doi: 10.15587/1729-4061.2022.266931.
19. Features of weediness of the field by root residues of corn / M. Korchak, S. Yermakov, T. Hutsol, L. Burko, W. Tulej. *Environment. Technology. Resources: Proceedings of the 13th International Scientific and Practical Conference*. Rezekne, 2021. Vol. 1. P. 122-126. doi: 10.17770/etr2021vol1.6541.
20. Korchak M. Characteristics and mechanical and technological properties of the soils of the Podillya and Polissya zone of Ukraine. *International Science Journal of Engineering & Agriculture*. 2022. Vol. 1, No 4. P. 92-101. doi: 10.46299/j.isjea.20220104.08.
21. Korchak M. Features of training masters in teaching the discipline «Management of technological processes in plant production». *International Science Journal of Education & Linguistics*. 2022. Vol. 1, No 4. P. 38-45. doi: 10.46299/j.isjel.20220104.07.
22. Korchak M. Justification of the constituent factors of production safety. *International Science Journal of Management, Economics & Finance*. 2022. Vol. 1, No 4. P. 9-16. doi: 10.46299/j.isjmef.20220104.05.
23. Korchak M. Substantiation of agrotechnical requirements for soil preparation for sowing grain crops. *International Science Journal of Engineering & Agriculture*. 2022. Vol. 1, No 3. P. 52-61. doi: 10.46299/j.isjel.20220103.5.
24. Korchak M. Use and quality assessment of test technologies in the educational process. *International Science Journal of Education & Linguistics*. 2022. Vol. 1, No 3. P. 57-63. doi: 10.46299/j.isjel.20220103.5.
25. Problems of field contamination when growing energy corn as monoculture / M. Korchak et al. *E3S Web of Conferences. 6th International Conference – Renewable Energy Sources*. Krynica, 2020. Vol. 154. doi: 10.1051/e3sconf/202015401009.

Стаття надійшла 29.09.2022

КУРСОВА РОБОТА З ДИСЦИПЛІНИ «ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН» ЯК ПІДГРУНТЯ МАЙБУТНІХ НАУКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

В'ячеслав Пасіка¹, д. т. н., Петро Коруняк², к. т. н., Назар Крента¹,
Олександр Гончарук³, ст. викладач

¹Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. Степана Бандери, 12, м. Львів, Україна,
e-mail: vrasika53@gmail.com

²Львівський національний університет природокористування,
вул. Володимира Великого, 1, м. Дубляни, Львівський р-н, Львівська обл., Україна,
e-mail: petrokoruniak@gmail.com

¹Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. Степана Бандери, 12, м. Львів, Україна,
e-mail: nazarii.krenta.mb.2020@lpnu.ua

³Українська академія друкарства, вул. Підголюком, 21, м. Львів, Україна,
e-mail: goncharuk131@gmail.com

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2022.26.037>

Пасіка В., Коруняк П., Крента Н., Гончарук О. Курсова робота з дисципліни «Теорія механізмів і машин» як підґрунтя майбутніх наукових досліджень

У статті розглянуто питання формування теми курсових робіт з дисципліни «Теорія механізмів і машин», яка б відповідала сучасним технологіям проведення теоретичних досліджень з використання комп'ютерної техніки. Сучасний розвиток комп'ютерної техніки, програмного забезпечення та їх доступність дозволяють усучаснити й розширити завдання на курсову роботу. Показано, що заміна графоаналітичних методів аналітичними не тільки вивільнить час на виконання курсової роботи, а й дозволить ознайомити студентів з першими двома етапами проектування механізмів і машин – задачами синтезу та аналізу.

У статті проведено кінематичний синтез чотириланкового важільного механізму за крайніми позиціями виконавчої ланки (коромисла) і визначено довжини ланок. Показано схему кінематичного ланцюга урухомлення виконавчого механізму та її динамічну модель. Проведено динамічний синтез виконавчого важільного механізму і визначено зведені моменти інерції та сил опору до корби. Записана математична модель руху ланки зведення (корби). Для спрощення математичних обчислень зведені момент інерції і сил опору прийнято сталими. Стійкий інтервал роботи електродвигуна апроксимовано прямою лінією і визначено її коефіцієнти. За максимальним моментом сил опору визначено марку електродвигуна та передавальне число редуктора кінематичного ланцюга. Для синтезованого закону руху корби проведено кінематичний та кінетостатичний аналізи важільного механізму. Обчислено кінематичні характеристики ланок механізму та реакції в кінематичних парах. Результати обчислень показані у вигляді графіків і годографів сил. Для перевірки правильності аналітичних обчислень зрівноважувальний момент обчислено двома способами і порівняно отримані результати.

Ключові слова: теорія механізмів і машин, кінематичний ланцюг, динамічний синтез, кінематичний і динамічний аналізи, механічна характеристики асинхронного електродвигуна.

Pasika V., Koruniak P., Krenta N., Honcharuk O. Term paper on the Theory of mechanisms and machines as a basis for future scientific research

The article considers the issue of composing the topic of the term paper in the Theory of mechanisms and machines, which would correspond to the modern technologies of conducting theoretical research on the use of computer technology. The modern development of computer technology, software and their availability allows modernizing and expanding the tasks for the term paper. It is shown that replacement of the graph-analytical methods with analytical ones will not only free up time for the term paper, but will also allow students to get acquainted with the first two stages of designing mechanisms and machines – tasks of synthesis and analysis.

In the article, a kinematic synthesis of a crank-and-rocker mechanism is carried out according to the extreme positions of the executive link (rocker arm) and the lengths of the links are determined. The scheme of the kinematic chain of an actuator drive and its dynamic model is shown. A dynamic synthesis of the executive lever mechanism is carried out and the combined moments of inertia and forces of resistance to the crank are determined. A mathematical model of movement of the crank is recorded. To simplify mathematical calculations, the combined moment of inertia and resistance forces are

assumed as constant. A straight line approximates the stable interval of operation of the electric motor and its coefficients are determined. The formula for the angular speed of the crank is given and its graph is plotted. The brand of the electric motor and the gear ratio of the kinematic chain reducer are determined by the maximum moment of the resistance forces. For the synthesized law of crank motion, the kinematic and force analysis of the lever mechanism was carried out. The kinematic characteristics of the mechanism links and reactions in kinematic pairs were calculated. The results of calculations are shown in the form of graphs and hodographs of forces. To check the correctness of the analytical calculations, the balancing moment is calculated in two ways and the obtained results are compared.

Key words: theory of mechanisms and machines, kinematic chain, dynamic synthesis, kinematic and dynamic analysis, mechanical characteristic of an asynchronous electric motor.

Постановка проблеми. Щоб створювати міцні, надійні, високопродуктивні, але водночас легкі машини, що мають мінімальні металомісткість та енергозатрати, необхідно володіти знаннями з низки дисциплін. Однією з таких дисциплін є теорія механізмів і машин (ТММ).

Проектування будь-якої машини починають з вибору структури, визначення її кінематичних і динамічних параметрів. Далі на основі отриманих результатів розробляють конструкцію, вибирають поперечні розміри і матеріали кожної деталі зокрема. Закінчують проектування вибором методів і засобів виготовлення тієї чи іншої конструкції. Очевидно, що вибір структури механізму, точність проведення обчислень її кінематичних і динамічних параметрів є визначальними у створенні нових машин. У більшості закладів вищої освіти України в курсовій роботі обчислення параметрів проводять графоаналітичними методами, які в сучасних умовах не можна вважати ефективними. До того ж на курсову роботу винесено три механізми, які між собою кінематично не пов'язані. Студент не бачить і не розуміє ролі цих механізмів у кінематичному ланцюгу урухомлення виконавчого органа.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Останніми десятиліттями, і особливо останніми роками, час аудиторних занять із загальноінженерних дисциплін суттєво зменшений. Так, на дисципліну «Теорія механізмів і машин» відведено на лекції, практичні та лабораторні заняття по одній годині в тиждень. Зменшення кількості аудиторних годин, заміна курсового проекту на курсову роботу заставляє по-іншому підійти до формування тем курсових робіт із дисципліни ТММ. Цьому сприяють і сучасний розвиток комп'ютерної техніки, програмного забезпечення та їх доступність. Організація економічного співробітництва та розвитку (ОЕСР) ще у 2019 р. заявила про три мегатренди, які впливають на майбутнє освіти [11]. Серед них є і мегатренд «цифровізація». Сьогодні «освіта відстає від цифровізації, і необхідно докласти більше зусиль, щоб скористатися інстру-

ментами та сильними сторонами нових технологій...» [8]. У таких умовах перед викладачем постає дилема: або поверхово познайомити студентів із найбільш поширеними механізмами без конкретики проведених обчислень чи досліджень, або зробити акцент на чомусь одному. Проте й тут необхідно робити вибір: розглядати важільні, зубчасті, кулачкові чи механізми руху або комбіновані? Обмежитись визначенням лише кінематичних чи силових характеристик? Розглядати механізм як окрему самостійну одиницю чи як елемент у кінематичному переривчастому ланцюгу урухомлення виконавчого органа? Проводити аналіз шестиланкових механізмів чи з урахуванням зменшення часу аудиторних занять зупинитись на чотириланкових? Варіантів, як бачимо, багато, і вибір тут залежить від викладача та від специфіки конкретного університету.

На сьогодні в багатьох університетах України курсові роботи виконують графоаналітичними методами, які затратні за часом, мають низьку точність і, що головне, не дозволяють проводити аналітичні дослідження. Використання комп'ютерної техніки дасть змогу не лише скоротити час числових обчислень, а й по-іншому підійти до формулювання теми роботи. Дозволить ознайомити студентів з елементами досліджень і першими двома етапами проектування механізмів і машин. У деяких університетах (Харків [2], Хмельницький [5], Івано-Франківськ [6]) значно скоротили або відмовились від затратних за часом графоаналітичних методів дослідження механізмів. У них розроблені аналітичні методи й обчислювальні програми, які уможливають проведення аналізу кінематичних і динамічних характеристик механізмів. Однак і тут на курсову роботу винесені механізми, які кінематично не пов'язані між собою.

Постановка завдання. Сформулювати тему курсової роботи і на конкретному прикладі показати її виконання. Тема курсової має бути комплексною і максимально наближеною до практики. Дослідження проводити з використанням комп'ютерної техніки.

Виклад основного матеріалу. У процесі проведених досліджень використані знання з дисциплін: теорія механізмів і машин, теоретична механіка, вища математика, електричні машини. Обчислення проведені в середовищі MATLAB-18.

На сьогодні в багатьох університетах курсова робота містить три розділи:

- структурний, кінематичний і кінетостатичний аналізи шестиланкових важільних механізмів;
- синтез зубчастого зачеплення;
- синтез кулачкового механізму.

Усі ці розділи самостійні і не залежать один від одного. Вони не показують взаємозв'язку між різними механізмами в кінематичному ланцюгу урухомлення технологічної машини. Не формують у студентів цілісного бачення передачі руху від двигуна до виконавчого органа. Не дозволяють сформулювати і розв'язати основну задачу динаміки руху механічних систем з подальшим визначенням зусиль між елементами кінематичного ланцюга. Тому, на наш погляд, темою курсової роботи з дисципліни «Теорія механізмів і машин» мусить бути тема, на основі якої можна показати технологію проведення теоретичних досліджень на перших двох етапах проектування машин. Зрозуміло, що в межах курсової роботи будуть зроблені певні допущення, які, однак, не змінять технології проведення досліджень, а лише спростять складність математичного апарату. Але тут у викладача є можливість, у межах наукової роботи зі студентами, кількість допущень зменшити і отримати більш реалістичні результати. На наш погляд, темою курсової роботи з ТММ може бути: «Динамічний синтез важільного/комбінованого механізму за заданим технологічним навантаженням і крайніми положеннями вихідної ланки». У результаті виконання роботи необхідно:

- синтезувати невизначені розміри ланок і закон руху урухомчої ланки;
- підібрати необхідні зубчастий механізм та електродвигун;
- за визначеним законом руху урухомчої ланки аналітично обчислити положення, кінематичні характеристики та сили взаємодії між ланками механізму;
- результати подати у вигляді графічних залежностей на аркушах А1 (два або три аркуші).

Обчислення провести за розробленими на кафедрах обчислювальними програмами або самостійно.

Виконавчим механізмом можуть бути важільні, кулачкові або комбіновані механізми.

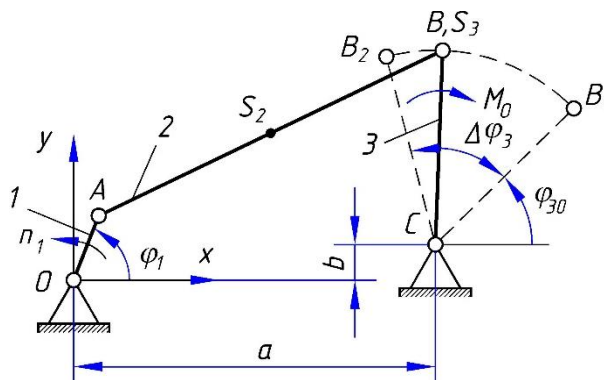


Рис. 1. Структурна схема важільного механізму
Fig. 1. Structural diagram of a lever mechanism

Завдання на курсову роботу

Задано структурну схему виконавчого механізму (рис. 1) і такі числові дані:

$$a = 0,15 \text{ м}; \quad b = 0,1a \text{ м}; \quad l_{BC} = 0,25 \text{ м}; \quad l_{BD} = l_{BC} / 3;$$

$$l_{CD} = 4l_{BC} / 3; \quad \varphi_{30} = 50^\circ; \quad \Delta\varphi_3 = 32^\circ;$$

$$n_1 = 130 \text{ об/хв}; \quad m_1 = 2,6 \text{ кг}; \quad m_2 = 34,7 \text{ кг};$$

$$m_3 = 33,3 \text{ кг}, \quad I_{S_1} = 0,00035 \text{ кгм}^2;$$

$$I_{S_2} = 0,8356 \text{ кгм}^2; \quad I_{S_3} = 0,74 \text{ кгм}^2, \quad M_0 = 100 \text{ Нм}.$$

Визначити:

- довжини ланок механізму;
- закон руху урухомчої ланки;
- марку електродвигуна (ЕД);
- редуктор для передачі руху від електродвигуна до корби OA виконавчого механізму;
- для синтезованого закону руху корби обчислити кінематичні і кінетостатичні характеристики механізму;
- результати подати у вигляді графіків та годографів.

1.1. Структурний аналіз та кінематичний синтез механізму

Кінематичний ланцюг $OABC$ містить $n = 3$ рухомі ланки і $p_V = 4$ кінематичні пари (КП) V класу, $p_{IV} = 0$. За формулою Чебишева обчислюємо рухомість ланцюга:

$$W = 3n - 2p_V - p_{IV} = 1.$$

Отже, механізм має одну урухомчу ланку.

За початковим положенням φ_{30} і розмахом $\Delta\varphi_3$ коромисла BC з очевидної системи рівнянь

$$\begin{cases} l_{OB_1} = l_{OA} + l_{AB}; \\ l_{OB_2} = l_{AB} - l_{OA} \end{cases}$$

визначаємо невідомі довжини гонка AB і корби OA :

$$l_{OA} = \frac{l_{OB_1} - l_{OB_2}}{2} = 0,013 \text{ мм},$$

$$l_{AB} = \frac{l_{OB_1} + l_{OB_2}}{2} = 0,174 \text{ мм}.$$

1.2. Динамічний синтез

Кінематичний ланцюг для передавання обертального руху від *ЕД* до виконавчого механізму зобразимо у вигляді схеми (рис. 2), а його динамічну модель – у вигляді рис. 3. У результаті динамічного синтезу визначимо марку *ЕД*, передавальне відношення i_p і зведений момент інерції I_{RED}^* редуктора, закон руху $\phi_1(t)$ урухомчої ланки (корби *ОА*) механізму.

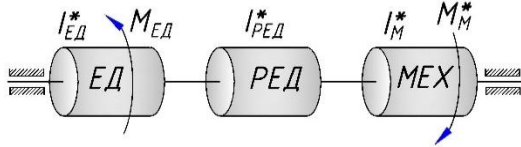


Рис. 2. Схема кінематичного ланцюга
Fig. 2. Scheme of a kinematic chain

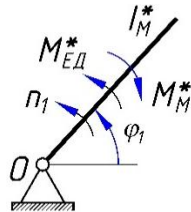


Рис. 3. Динамічна модель кінематичного ланцюга
Fig. 3. Dynamic model of a kinematic chain

Зведений момент інерції механізму I_M^* обчислюємо з рівності кінетичної енергії ланки зведення і кінетичної енергії всього механізму. Кінетичну енергію корби і коромисла обчислюємо як енергію тіла, яке обертається навколо нерухомої осі. Гонок виконує складний рух, тому його кінетична енергія містить енергію поступального та обертального рухів. З урахуванням викладеного зведений момент інерції обчислюємо за виразом

$$I_M^* = I_O + I_{S_2} \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 + m_2 \left(\frac{v_{S_2}}{\omega_1} \right)^2 + I_C \left(\frac{\omega_3}{\omega_1} \right)^2, \quad (1)$$

де $I_O = m_1 l_1^2 / 3$ – момент інерції маси корби, $I_C = I_{S_3} + m_3 l_3^2$ – момент інерції маси коромисла за обертання навколо *КП С*, ω_1, ω_2 і ω_3 – кутові швидкості корби, гонка і коромисла, v_{S_2} – швидкість центра мас S_2 гонка.

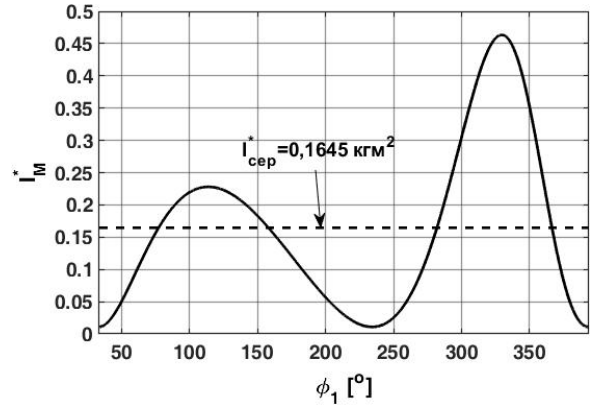


Рис. 4. Зведений до корби момент інерції механізму
Fig. 4. Moment of the mechanism inertia reduced to the crank

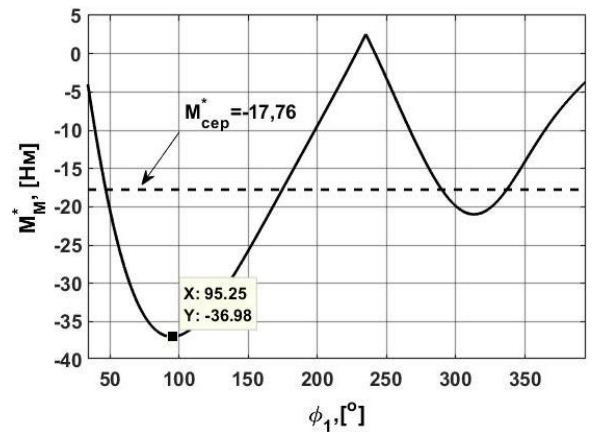


Рис. 5. Зведений до корби момент сил опору механізму
Fig. 5. Moment of the mechanism resistance forces reduced to the crank

Тут і надалі аналітичні залежності для визначення кінематичних характеристик ланок і точок на ланках механізму беремо із [7]. З цими уточненнями відношення швидкостей в (1) такі:

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{l_1 \sin(\varphi_3 - \varphi_1)}{l_2 \sin(\varphi_2 - \varphi_3)},$$

$$\frac{v_{S_2}}{\omega_1} = \frac{-l_1 \sin(\varphi_1) - \frac{\omega_2}{\omega_1} l_{S_2} \sin(\varphi_2)}{\cos(\gamma_{S_2})},$$

$$\frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{l_1 \sin(\varphi_2 - \varphi_1)}{l_3 \sin(\varphi_2 - \varphi_3)},$$

$$\text{де } \text{tg}(\gamma_{S_2}) = \frac{l_1 \cos(\varphi_1) + \frac{\omega_2}{\omega_1} l_{S_2} \cos(\varphi_2)}{-l_1 \sin(\varphi_1) - \frac{\omega_2}{\omega_1} l_{S_2} \sin(\varphi_2)}$$

– кут нахилу вектора швидкості центра мас S_2 до осі абсцис.

Кути нахилу φ_2 і φ_3 ланок AB і BC до осі абсцис дорівнюють:

$$\varphi_2 = \beta + \mu, \quad \varphi_3 = \varphi_2 + \delta, \quad (2)$$

$$\text{де } \beta = \arctg \frac{y_C - y_A}{x_C - x_A}, \quad \mu = \arccos \frac{l_2^2 + l_3^2 - l_{AC}^2}{2l_2l_3},$$

$$\delta = \arccos \frac{l_2^2 + l_{AC}^2 - l_3^2}{2l_2l_{AC}},$$

$$l_{AC} = \sqrt{(x_C - x_A)^2 + (y_C - y_A)^2}$$

$$x_A = l_1 \cos(\varphi_1), \quad y_A = l_1 \sin(\varphi_1), \\ x_C = a, \quad y_C = b. \quad (3)$$

Зведений момент M_M^* сил опору механізму визначаємо з рівності потужності зведеного моменту і потужностей сил та моментів сил опору G_2 , G_3 і M_O :

$$M_M^* = G_2 \frac{v_{s_2}}{\omega_1} \cos(3\pi/2 - \gamma_{s_2}) + \\ + G_3 \frac{\omega_3}{\omega_1} l_3 \cos(3\pi/2 - \gamma_{s_3}) + M_O \frac{\omega_3}{\omega_1}, \quad (4)$$

де $\gamma_{s_3} = \varphi_3 + \frac{\pi}{2} \text{sign}(\omega_3)$ – кут нахилу вектора швидкості KPB до осі абсцис.

Зведені моменти інерції механізму і сил опору показані на рис. 4, 5.

Оскільки момент інерції важільних механізмів не є сталим, а урухомлювачем технологічних машин є ЕД, то математичну модель руху механізму подаємо у формі [4; 7; 9; 10]:

$$I^*(\varphi_1) \frac{d\omega}{dt} + \frac{dI^*(\varphi_1)}{d\varphi} \frac{\omega^2}{2} = M_{ED}^*(\omega) - M_M^*(\varphi_1), \quad (5)$$

де $I^*(\varphi_1) = I_{ED}^* + I_{RED}^* + I_M^*$ – зведений до корби момент інерції електродвигуна, редуктора і механізму, M_{ED}^* – зведений до корби рушійний момент ЕД.

Дане рівняння нелінійне першого порядку, розв'язати яке аналітично неможливо. Тому в межах курсового проекту зробимо такі спрощення:

– момент інерції механізму приймаємо сталим, який дорівнює середньому значенню моменту інерції:

$$I_M^* = I_{сеп}^* = 0,1645 \text{ кгм}^2; \quad I_M^* = I_{сеп}^* = \frac{\sum I_M^*(\varphi_1)}{k_{\varphi_1}},$$

де k_{φ_1} – кількість значень аргументу φ_1 ;

– зведений момент сил опору

$$M_M^*(\varphi_1) = |M_{сеп}^*| = 17,76 \text{ Нм};$$

$$M_M^*(\varphi_1) = M_{сеп}^* = \frac{\sum M_M^*(\varphi_1)}{k_{\varphi_1}}$$

приймаємо сталим, як середнє арифметичне його значень.

1.3. Вибір редуктора

Щоб обчислити зведений момент інерції редуктора I_{RED}^* , необхідно знати кількість проміжних валів. Наведемо приклад визначення моментів інерції для редукторів з одним проміжним валом, які найбільш поширені. У таких редукторах є вхідний і вихідний вали, які з'єднані між собою проміжним валом через циліндричні зубчасті колеса. Зведений до корби (вихідного вала редуктора) момент інерції такого редуктора визначаємо з рівності кінетичних енергій валів редуктора і ланки зведення:

$$I_{RED}^* = I_{1p} i_p^2 + I_{2p} i_{23}^2 + I_{3p}, \quad (6)$$

де I_{1p} , I_{2p} , I_{3p} – моменти інерції вхідного (вхідний вал редуктора з'єднаний із валом ЕД), проміжного і вихідного (з'єднаний із валом корби механізму) валів редуктора, $i_p = n_n / n_1$ – необхідне передавальне число редуктора, n_n – номінальна частота обертання ЕД, i_{23} – передавальне число від проміжного вала редуктора до вихідного.

У межах курсової роботи моменти інерцій валів редуктора будуть задані.

Зведений до корби момент інерції електродвигуна

$$I_{ED}^* = I_{ED} i_p^2, \quad (7)$$

де I_{ED} – момент інерції ротора, який визначають за паспортними даними ЕД.

1.4. Вибір електродвигуна

Вибір ЕД уже наведений у праці [3]. Тут ми повторимо вибір, щоб уявлення про КР було цілісним.

За урухомлювач приймаємо асинхронний електродвигун, механічна характеристика якого показана на рис. 6. Стійку частину HC механічної характеристики роботи електродвигуна наближено апроксимуємо прямою лінією

$$M_{ED} = A\omega + B,$$

де коефіцієнти $A = M_n / (\omega_n - \omega_c)$ і $B = -A\omega_c$ визначаємо за умовами: для $\omega = \omega_n \rightarrow M_{ED} = M_n$, $\omega = \omega_c \rightarrow M_{ED} = 0$, ω_n і ω_c – номінальна і синхронна кутові швидкості ЕД.

Для передавального відношення редуктора i_p момент електродвигуна, зведений до корби, дорівнюватиме:

$$M_{\text{ЕД}}^* = i_p \cdot (A\omega + B) \quad (8)$$

Конкретний ЕД вибираємо за максимальним значенням моменту сил опору $M_{O \text{ max}} \approx |-36,98| \text{ Нм}$ (див. рис. 5), який створює на валу корби потужність $P_1 = M_{O \text{ max}} \omega_1 = 0,503 \text{ кВт}$, де $\omega_1 = 13,61 \text{ с}^{-1}$ частота обертання корби. Оскільки між валами корби і ЕД є редуктор, то розрахункова потужність на валу ЕД з урахуванням коефіцієнта корисної дії редуктора буде $P_{\text{ЕД р}} = P_1 / \eta \approx 0,547 \text{ кВт}$, де $\eta = 0,92$ коефіцієнт двосхідчастого циліндричного редуктора з двома парами прямозубих і косозубих коліс. Зі стандартного ряду [1] за номінальною потужністю вибираємо ЕД 4АМ63В2 з такими характеристиками:

$$\begin{aligned} P_{\text{н}} &= 0,55 \text{ кВт}; \quad n_{\text{н}} = 2745 \text{ об/хв}; \\ \omega_{\text{н}} &= 287,46 \text{ с}^{-1}; \quad n_{\text{с}} = 3000 \text{ об/хв}; \\ \omega_{\text{с}} &= 314,16 \text{ с}^{-1} \end{aligned}$$

Обчислюємо номінальний момент ЕД $M_{\text{н}} = P_{\text{н}} / \omega_{\text{н}} = 1,913 \text{ Нм}$, коефіцієнти $A = 0,0716 \text{ Нмс}$ і $B = 22,51 \text{ Нм}$. Тоді момент електродвигуна, зведений до корби, буде таким:

$$M_{\text{ЕД}}^* = \frac{n_{\text{н}}}{n_1} (-0,0716\omega + 22,51) \text{ Нм} \quad (9)$$

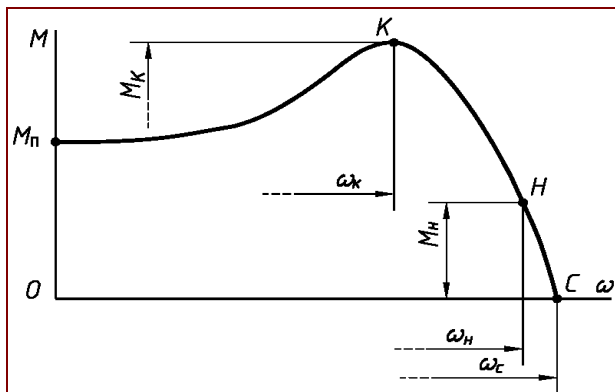


Рис. 6. Механічна характеристика асинхронного електродвигуна

Fig. 6. Mechanical characteristics of an asynchronous electric motor

1.5. Визначення закону руху урухомчої ланки зведення

Таким чином, усі параметри, які входять у рівняння (5), визначені за (1), (4), (6), (7), (8) або (9).

З прийнятими допущеннями диференціальне рівняння (5) руху механізму, зведеного до корби, буде таким:

$$I_{\text{сеп}}^* \frac{d\omega}{dt} = i_p (A\omega + B) - M_{\text{сеп}}^*$$

$$\text{де } i_p = \frac{n_{\text{н}}}{n_1} = \frac{2745}{130} = 21,14.$$

Ділимо рівняння на $I_{\text{сеп}}^*$ і зводимо інтеграл до відомого:

$$\frac{d\omega}{i_p (a_i \omega + b_i) - m_i} = dt, \quad (10)$$

$$\text{де } a_i = A / I_{\text{сеп}}^*, \quad b_i = B / I_{\text{сеп}}^*, \quad m_i = M_{\text{сеп}}^* / I_{\text{сеп}}^*.$$

Рівняння (10) інтегруємо за нульових початкових умов ($t = 0 \rightarrow \omega = 0$) і після нескладних перетворень визначаємо кутову швидкість ЕД:

$$\omega = \frac{(i_p b_i - m_i)(e^{i_p a_i t} - 1)}{i_p a_i}, \quad (11)$$

графік якої показаний на рис. 7 для інтервалу часу з $t=0$ до $t=0,2 \text{ с}$.

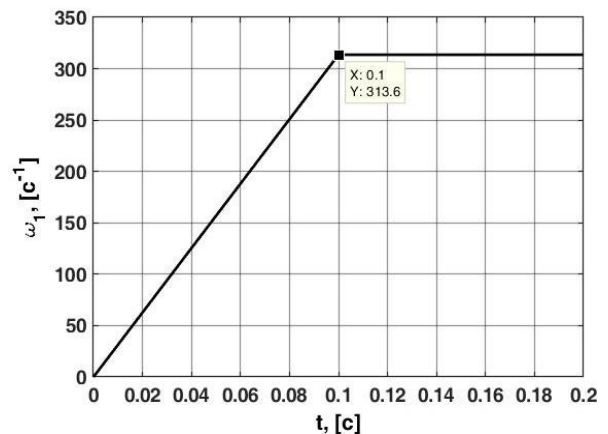


Рис. 7. Залежність синтезованої кутової швидкості корби від часу

Fig. 7. Dependence of the synthesized angular velocity of the crank on time

Для заданого технологічного навантаження і прийнятих допущень вал ЕД обертатиметься з усталеною кутовою швидкістю $\omega_y = \omega = 313,6 \text{ с}^{-1}$.

У разі проведення динамічного синтезу без прийнятих допущень кутова швидкість протягом одного оберту циклічно змінюватиметься в межах $\omega_{\text{min}} \leq \omega < \omega_{\text{max}}$, але робитиме $n = 2745 \text{ об/хв}$.

Кутова швидкість корби дорівнюватиме

$$\omega_1 = \omega_y / i_p = 14,85 \text{ с}^{-1}.$$

Кутове пришвидшення вала ЕД для прийнятих спрощень обчислюємо за $\varepsilon = (i_p b_i - m_i) e^{i_p a_i t}$ і від часу $t \geq 0,1$ с дорівнює нулеві ($\varepsilon_y = 0$). У випадку змінних зведених моментів інерції $I^*(\varphi_1) \neq \text{const}$ і сил опору $M_M^*(\varphi_1) \neq \text{const}$ кутове пришвидшення вала ЕД визначають числовим способом.

1.6. Визначення внутрішніх зусиль у ланках механізму

Щоб раціонально сконструювати кінематичні пари і самі ланки механізму, вибрати відповідні матеріали, а за необхідності й види термічного оброблення, необхідно визначити зусилля (реакції), які діють у кінематичних парах. У разі низькошвидкісних механічних систем, коли сили і моменти сил інерції значно менші від корисного навантаження, зусилля в КП можна визначити без інерційного навантаження. У разі співрозмірних інерційного та корисного навантажень використовують метод кінестатики, для якого необхідно визначити пришвидшення мас механізму.

1.6.1. Кінематичний аналіз

Розглянемо усталений рух. За результатами динамічного синтезу отримано усталені кутові швидкості і пришвидшення, які задають рух корбі. Тому приймаємо

$$\omega_1 = \omega_y = 14,85 \text{ c}^{-1}; \quad \varepsilon_1 = \varepsilon_y = 0.$$

Положення ланок обчислюємо за наведеними вище залежностями (2), (3).

Кутові швидкості ω і пришвидшення ε ланок AB і BC обчислюємо за залежностями в розділі «Структурна група I виду» [7]:

$$\omega_2 = \frac{v_A \cos(\varphi_3 - \gamma_a)}{l_2 \sin(\varphi_2 - \varphi_3)},$$

$$\varepsilon_2 = \frac{a_A \cos(\psi_A - \varphi_3) + \omega_3^2 l_3 - \omega_2^2 l_2 \cos(\varphi_2 - \varphi_3)}{l_2 \sin(\varphi_2 - \varphi_3)},$$

$$\omega_3 = \frac{v_A \cos(\varphi_2 - \gamma_a)}{l_3 \sin(\varphi_2 - \varphi_3)},$$

$$\varepsilon_3 = \frac{a_A \cos(\psi_A - \varphi_2) + \omega_3^2 l_3 \cos(\varphi_2 - \varphi_3) - \omega_2^2 l_2}{l_3 \sin(\varphi_2 - \varphi_3)}$$

де $v_A = \omega_y l_1$, $a_A = \omega_y^2 l_1$

і $\gamma_a = \varphi_1 + \pi/2$, $\psi_a = \varphi_1 \pm \pi$ – модуль і кут нахилу векторів швидкості і пришвидшення $KП A$.

Кінематичні характеристики центра ваги гонка S_2 і коромисла S_3 обчислюємо за залежностями

наведеними в розділі «Кінематика окремої точки» [7]:

– координати:

$$x_{S_2} = l_1 \cos(\varphi_1) + l_{AS_2} \cos(\varphi_2);$$

$$y_{S_2} = l_1 \sin(\varphi_1) + l_{AS_2} \sin(\varphi_2);$$

– швидкості:

$$v_{S_2} = \frac{(v_A \cos \gamma_A - \omega_2 l_{AS_2} \sin \varphi_2)}{\cos \gamma_{S_2}}, \quad v_{S_3} = l_3 \varphi_3;$$

– пришвидшення:

$$a_{S_2} = \frac{a_A \sin \psi_A - \omega_2^2 l_{AS_2} \sin \varphi_2 + \varepsilon_2 l_{AS_2} \cos \varphi_2}{\sin \psi_{S_2}},$$

$$a_{S_3} = l_3 \sqrt{\omega_3^4 + \varepsilon_3^2},$$

де

$$\gamma_{S_2} = \arctg \frac{v_A \sin \gamma_A + \omega_2 l_{AS_2} \cos \varphi_2}{v_A \cos \gamma_A - \omega_2 l_{AS_2} \sin \varphi_2}$$

$$\psi_{S_2} = \arctg \frac{a_A \sin \psi_A - \omega_2^2 l_{AS_2} \sin \varphi_2 + \varepsilon_2 l_{AS_2} \cos \varphi_2}{a_A \cos \psi_A - \omega_2^2 l_{AS_2} \cos \varphi_2 + \varepsilon_2 l_{AS_2} \sin \varphi_2},$$

$$\gamma_{S_3} = \varphi_3 + 0,5\pi \text{ sign}(\omega_3)$$

$$\psi_{S_3} = \varphi_3 \pm \pi - \arctg \frac{\varepsilon_3}{\omega_3^2} - \text{кути нахилу векторів}$$

швидкостей і пришвидшень точок S_2 і S_3 до осі абсцис.

Кінематичні характеристики коромисла показані на рис. 8.

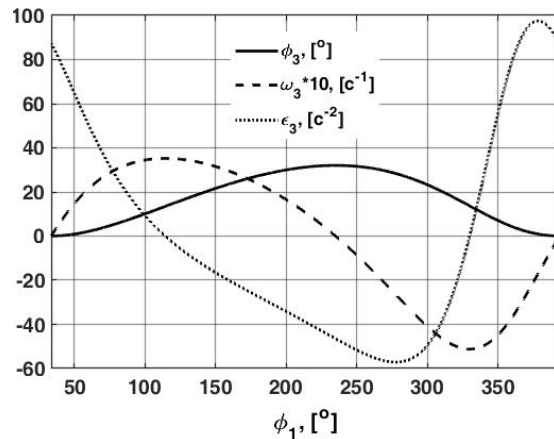


Рис. 8. Кінематичні характеристики виконавчої ланки (коромисла)

Fig. 8. Kinematic characteristics of the executive link (rocker arm)

1.6.2. Кінестатичний аналіз

Сили взаємодії між ланками механізму і зрівноважувальний момент обчислюємо за залежностями [7], розділи 3 і 5.

Обчислюємо інерційні навантаження механізму.

Сили тяжіння: $G_i = m_i g$, де $i=1, 2$ і 3 вказує на номер ланки; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – пришвидшення вільного падіння.

Сили і моменти сил інерції ланок: $F_{S_i} = m_i a_{S_i}$ і $M_{S_i} = -\varepsilon_i I_{S_i}$.

Розглядаємо групу Ассура ABC (рис. 9).

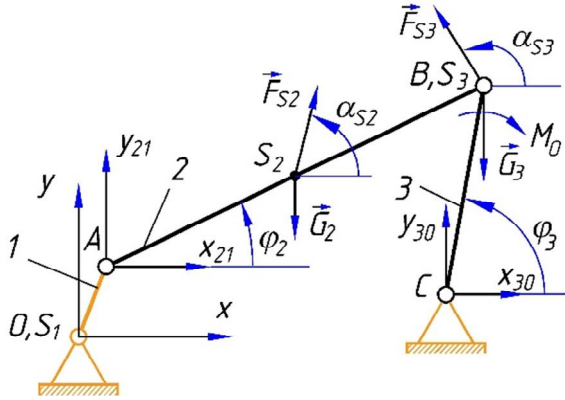


Рис. 9. Схема навантаження структурної групи ABC
Fig. 9. Load diagram of the ABC type group

Спочатку за загальними аналітичними залежностями визначимо складові x_{23} , y_{23} реакції R_{23} у внутрішній кінематичній парі B , які для нашої структурної групи матимуть такий вигляд:

$$x_{23} = \frac{l_2 \cos \varphi_2 \Sigma M_{C3B} + l_3 \cos \varphi_3 \Sigma M_{A2B}}{l_2 l_3 \sin(\varphi_2 - \varphi_3)},$$

$$y_{23} = \frac{l_2 \sin \varphi_2 \Sigma M_{C3B} + l_3 \sin \varphi_3 \Sigma M_{A2B}}{l_2 l_3 \sin(\varphi_2 - \varphi_3)},$$

де

$\Sigma M_{A2B} = -G_2 l_{AS_2} \cos \varphi_2 + F_{S_2} l_{AS_2} \sin(\alpha_{S_2} - \varphi_2) + M_{S_2}$
і $\Sigma M_{C3B} = -G_3 l_3 \cos \varphi_3 + F_{S_3} l_3 \sin(\alpha_{S_3} - \varphi_3) + M_{S_3} + M_0$ – суми моментів усіх відомих сил і моментів, які діють на ланку 2 відносно $KП A$ і на ланку 3 відносно $KП C$.

Модуль R_{23} вектора повної реакції в кінематичній парі B і кут α_{23} його нахилу до осі абсцис обчислюємо за виразами:

$$R_{23} = \sqrt{x_{23}^2 + y_{23}^2}, \quad \alpha_{23} = \arctg(y_{23} / x_{23}).$$

Складові реакції в кінематичній парі A обчислюємо за виразами:

$$x_{21} = -x_{23} - \Sigma F_{2xB}, \quad y_{21} = -y_{23} - \Sigma F_{2yB},$$

де $\Sigma F_{2xB} = F_{S_2} \cos \alpha_{S_2}$, $\Sigma F_{2yB} = -G_2 + F_{S_2} \sin \alpha_{S_2}$ – сума проєкцій на осі координат відомих сил, що діють на ланку AB .

Модуль R_{21} вектора повної реакції в кінематичній парі A і кут його нахилу α_{21} обчислюємо так:

$$R_{21} = \sqrt{x_{21}^2 + y_{21}^2}, \quad \alpha_{21} = \arctg(y_{21} / x_{21}).$$

Обчислюємо модуль R_{30} вектора повної реакції в кінематичній парі C і кут його нахилу α_{30} :

$$R_{30} = \sqrt{x_{30}^2 + y_{30}^2}, \quad \alpha_{30} = \arctg(y_{30} / x_{30}),$$

де $x_{30} = x_{23} - \Sigma F_{3xB}$, $y_{30} = y_{23} - \Sigma F_{3yB}$,

$\Sigma F_{3xB} = F_{S_3} \cos \alpha_{S_3}$, $\Sigma F_{3yB} = -G_3 + F_{S_3} \sin \alpha_{S_3}$.

Розглянемо урухомчу ланку OA (рис. 10).

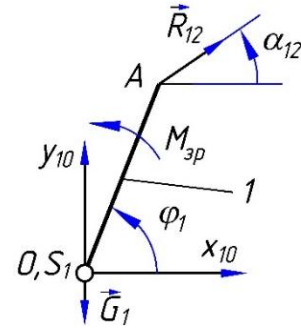


Рис. 10. Схема навантаження структурної групи OA
Fig. 10. Load diagram of type group OA

На урухомчу ланку діють відомі сили G_1 , R_{12} і невідома реакція $R_{10}(x_{10}, y_{10})$ та зрівноважувальний момент M_{zp} . Реакція $\vec{R}_{12} = -\vec{R}_{21}$ за третім законом Ньютона, тобто $|R_{12}| = |R_{21}|$, $\alpha_{12} = \alpha_{21} + \pi$ – кут нахилу вектора \vec{R}_{12} до осі абсцис. З рівняння рівноваги урухомчої ланки $\Sigma M_O = 0$ обчислюємо значення зрівноважувального моменту: $M_{zp} = -l_1 R_{12} \sin(\alpha_{12} - \varphi_1)$.

З рівнянь рівноваги ланки $\Sigma F_x = 0$ і $\Sigma F_y = 0$ обчислюємо складові реакції R_{10} :

$$x_{10} = -R_{12} \cos \alpha_{12}, \quad y_{10} = G_1 - R_{12} \sin \alpha_{12}.$$

За теоремою Піфагора обчислюємо вектор повної реакції у $KП O$:

$$R_{10} = \sqrt{x_{10}^2 + y_{10}^2}, \quad \alpha_{10} = \arctg(y_{10} / x_{10}).$$

Отже, сили взаємодії між ланками визначені.

1.6.3. Метод балансу потужностей

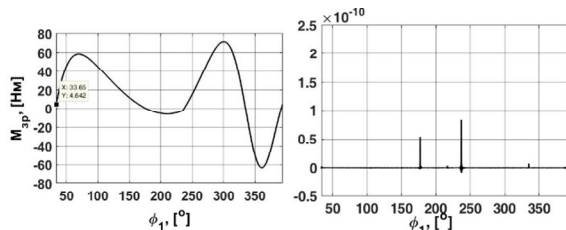
Для перевірки правильності аналітичних обчислень використаємо метод балансу потужностей. Згідно з цим методом потужність зрівноважувального моменту плюс сума потужностей усіх інших сил і моментів, які діють у механізмі (крім реакцій), мусить дорівнювати нулеві:

$$\Sigma P_{M_{\text{зп}}} + \Sigma P_F + \Sigma P_M = 0, \quad (12)$$

де ΣP_F – сума потужностей сил; ΣP_M – сума потужностей моментів сил.

З рівняння (12) визначаємо значення зрівноважувального моменту:

$$M_{\text{зп}} = -\frac{P_G + P_{F_s} + P_M}{\omega_1},$$



а б
а б

де $P_G = -G_2 v_{S_2} \sin(\gamma_{S_2}) - G_3 v_{S_3} \sin(\gamma_{S_3})$ – потужність сил тяжіння,

$P_{F_s} = F_{s_2} v_{S_2} \cos(\alpha_{S_2} - \gamma_{S_2}) + F_{s_3} v_{S_3} \cos(\alpha_{S_3} - \gamma_{S_3})$ – потужність сил інерції,

$P_M = M_{S_3} \omega_3 - M_O \text{sign}(\omega_3) \omega_3$ – потужність моментів сил.

Кінестатичний аналіз вважають проведеним правильно, якщо похибка між зрівноважувальними моментами, отриманими різними способами, дорівнює нулеві:

$$\Delta = \left| \frac{M_{\text{зп}} - M_{\text{зпб}}}{M_{\text{зпб}}} \right| \cdot 100\% \approx 0.$$

На рис. 10 показані деякі результати кінестатичного аналізу.

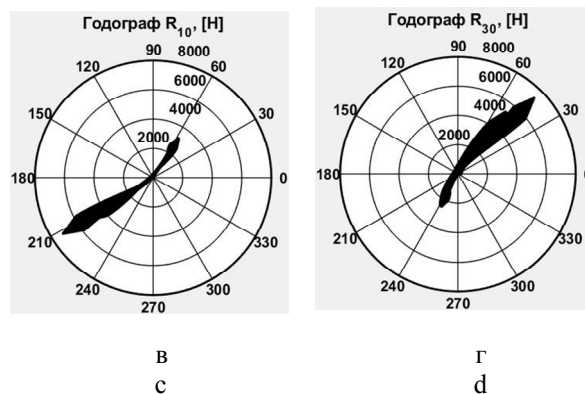


Рис. 10. Зрівноважувальний момент (а), похибка Δ (б), годографи реакцій у КР О (в) і С (г)
Fig. 10. Balancing moment (a), error (b), hodographs of reactions in KP O (c) and C (d)

Висновки

Виконання курсової роботи на сформульовану тему дасть змогу: ширше залучати студентів до наукової роботи; знайомити студентів зі сучасними комп'ютерними програмами високого рівня, які дозволяють не лише табулювати функцію, а й розв'язувати диференціальні рівняння і проводити наукові дослідження; розуміти роль кожного механізму в кінематичному ланцюгу і вміти визначати його характеристики.

Бібліографічний список

1. Вибір електродвигунів для машин і механізмів, які забезпечують виробничі процеси у сільському і лісовому господарстві / укл.: Ю. О. Ромасевич, В. М. Рибалко, Н. В. Матухно. Київ, 2015. 75 с.
2. Грунауер О. А., Долгих І. Д. Теорія механізмів і машин (системний підхід): навч. посіб. Київ: НМК ВО, 1992. 376 с.
3. Динамічне аналізування механізму довбального верстагу / В. Р. Пасіка, П. С. Коруняк, В. В. Зохнюк, Д. А. Роман. Вісник Львівського національного аграрного університету. Агроінженерні дослідження. 2021. № 25. С. 42-49.

4. Кіницький Я. Т. Теорія механізмів і машин: підручник. Київ: Наук. думка, 2002. 660 с.
5. Кіницький Я. Т., Харжевський В. О., Марченко М. В. Теорія механізмів і машин в системі Mathcad. Хмельницький: ХНУ, 2014. 295 с.
6. Курсове проектування з теорії механізмів і машин: навч. посіб. / Є. І. Крижанівський та ін. Івано-Франківськ, 1996. 357 с.
7. Пасіка В. Р., Гелетій В. М. Аналітичний метод у дослідженнях важільних механізмів II класу. Львів; Дрогобич: ПОСВІТ, 2019. 142 с.
8. Стратегія розвитку вищої освіти в Україні на 2021–2031 роки. Київ, 2020. 71 с. URL: <https://mon.gov.ua/storage/app/media/rizne/2020/09/25/rozvittu-u-vishchoi-osviti-v-ukraini-02-10-2020.pdf> (дата звернення: 15.03.2022).
9. Mata A. S., Torras A. B., Carrillo J. C. Fundamentals of Machine Theory and Mechanisms. Springer International Publishing, 2016.
10. Norton R. L. Design of Machinery: An Introduction to the Synthesis and Analysis of Mechanisms and Machines. McGraw Hill, 2011.
11. Trends Shaping Education 2019. OECD Publishing, 2019. 107 p.

Стаття надійшла 15.09.2022

НЕКРУГЛІ КОЛЕСА, УТВОРЕНІ КОНГРУЕНТНИМИ ДУГАМИ, ЩО ПЕРЕТИНАЮТЬСЯ ПІД ПРЯМИМ КУТОМ

**Сергій Пилипака¹, д. т. н., Тетяна Воліна², к. т. н.,
Тетяна Кресан³, к. т. н., Ірина Захарова⁴, к. пед. н.**

¹*Національний університет біоресурсів і природокористування України,
вул. Героїв Оборони, 15, м. Київ, Україна,
e-mail: p5f55@ukr.net*

²*Національний університет біоресурсів і природокористування України,
вул. Героїв Оборони, 15, м. Київ, Україна,
Сумський національний аграрний університет,
вул. Герасима Кондратьєва, 160, м. Суми, Україна,
e-mail: t.n.zaharova@ukr.net*

³*ВП НУБіП України «Ніжинський агротехнічний інститут»,
вул. Шевченка, 10, м. Ніжин, Чернігівська обл., Україна,
e-mail: tanyakresan@i.ua*

⁴*Сумський державний педагогічний університет ім. А. С. Макаренка,
вул. Роменська, 87, м. Суми, Україна,
e-mail: zaharova_soippo@ukr.net*

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2022.26.046>

Пилипака С., Воліна Т., Кресан Т., Захарова І. Некруглі колеса, утворені конгруентними дугами, що перетинаються під прямим кутом

Замкнені плоскі криві, на основі яких проектується зубчасті зачеплення, називаються центроїдами. Характерною їх особливістю є неперервність передавальної функції. Однак для багатьох інженерних задач потрібні центроїди з різними передавальними функціями. Крім того, є пристрої (наприклад, лічильні), для яких вид передавальної функції не є суттєвим, а суттєвим є число повних обертів коліс. Некруглі колеса – це пара замкнених кривих, які обертаються навколо нерухомих центрів і при цьому перекочуються одна по одній без ковзання. Некруглі колеса слугують центроїдами при проектуванні зубчастих циліндричних передач зі змінним передавальним числом. У статті розроблено спосіб конструювання пар некруглих коліс, які складаються з окремих симетричних дуг, що перетинаються під прямим кутом. Для утворення відповідних кривих у полярній системі координат використовується квадратичний поліном. Такий підхід дає можливість створювати складові некруглі колеса двох типів. В одному випадку вони складаються з випуклих елементів, у другому – елементи подібні до зубців зубчастого зачеплення. Вихідними даними для конструювання коліс є число елементів ведучого і веденого коліс. Некруглі колеса можуть складатися з будь-якого числа симетричних дуг, які попарно перетинаються під прямим кутом. Встановлено, що прямий кут є мінімальним значенням кута, при якому спроектовані таким чином некруглі колеса можуть перекочуватися без заклинювання. Характерною ознакою роботи пар коліс є відсутність ковзання між поверхнями під час роботи. Це не викликає сил тертя і не призводить до зносу робочих поверхонь. Передавальне число не є сталим, тобто при обертанні ведучого колеса зі сталою кутовою швидкістю кутова швидкість веденого буде змінюватися за періодичним законом. Кількість періодів за повний оберт веденого колеса дорівнює числу його зубців. Міжцентрова відстань не задається, а обчислюється залежно від кількості зубців коліс.

Ключові слова: некруглі колеса, кочення кривих, міжцентрова відстань, довжина дуги, квадратичний поліном.

Pylypaka S., Volina T., Kresan T., Zakharova I. Non-circular wheels made by congruent arches intersected at a straight angle

The closed flat curves being the basis for projecting gear engagements are called centroids. Their characteristic feature is the continuity of the transfer function. However, many engineering problems require centroids with different transfer functions. In addition, there are devices (for example, counters) for which the type of transfer function is not essential, but the number of whole revolutions of the wheels is essential. Non-circular wheels are a pair of closed curves that rotate around fixed centers and roll over each other without sliding. Non-circular wheels serve as centroids in the constructing of gear cylindrical gears with a variable gear ratio. The article develops a method of constructing pairs of non-circular wheels, which consist of separate symmetrical arcs intersecting at a right angle. A quadratic polynomial is used to form the corresponding curves in the polar coordinate system. This approach enables creating two types of component non-circular wheels. In one case, they consist of convex elements, in the other – elements similar to the teeth of a toothed gear. The initial data for the design of wheels are the number of elements of the driving and driven wheels. Non-circular wheels can

consist of any number of symmetrical arcs that intersect in pairs at right angles. It is established that the right angle is the minimum value of the angle at which non-circular wheels designed in this way can roll without jamming. A characteristic feature of the operation of pairs of wheels is the absence of sliding between the surfaces during operation. It does not cause frictional forces and does not lead to wear of working surfaces. The gear ratio is not constant, that is, when the driving wheel rotates with a constant angular velocity, the angular velocity of the driven wheel changes according to a periodic law. The number of periods for a complete rotation of the driven wheel is equal to the number of its teeth. The center-to-center distance is not specified, but is calculated depending on the number of wheel teeth.

Key words: non-circular wheels, rolling of curves, mid-center distance, arc length, quadratic polynomial.

Постановка проблеми. Кочення без ковзання циліндричних поверхонь одна по одній можна замінити коченням кривих поперечного перерізу цих циліндрів, тобто просторову задачу звести до плоскої. Передачі, які передають обертальний рух при взаємному коченні поверхонь одна по одній за рахунок тертя між ними, називаються фрикційними. Для них характерний суттєвий недолік: вони не можуть передавати крутний момент великої потужності, але є базовими для проектування потужних зубчастих зачеплень.

Замкнені плоскі криві, на основі яких проектуються зубчасті зачеплення, називаються центроїдами. Центроїди деяких некруглих зубчастих коліс досить добре вивчені. Як правило, вони конструюються не з окремих конгруентних дуг, а з неперервної замкненої кривої. Характерною їх особливістю є неперервність передавальної функції, тоді як для складених центроїдів передавальна функція не є неперервною. Однак для механізмів потрібні центроїди з різними передавальними функціями. Крім того, є пристрої (наприклад, лічильні), для яких вид передавальної функції не є суттєвим, а суттєвим є число повних обертів коліс.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Загальновідомими є приклади кочення криволінійного профілю по прямій, і навпаки – кочення прямолінійного відрізка по кривій. Класичним для першого випадку є кочення кола по прямій, у результаті якого точка кола описує циклоїду, і кочення прямої по колу, у результаті якого точка прямої описує евольвенту кола. Кочення криволінійного контуру по прямій лінії застосовано в праці [11] для конструювання некруглих коліс, одне з яких утворене відрізками прямих, тобто є багатокутником.

Формування плоских кривих за заданими кінематичними параметрами розглянуто в праці [10]. Геометричне моделювання центроїдів некруглих коліс отримало подальший розвиток у працях [1–3]. У праці [7] розглядається формування арок зубчастих коліс торцевими фрезами методом копіювання, але колеса, нарізані цим методом, мають евольвентний профіль лише в центральному перерізі по ширині. Так, у статті [6]

розглянуто формування циліндричних арок зубчастих коліс торцевими різцевими головками. Авторами статті [4] пропонується моделювання центроїдів некруглих коліс із внутрішнім і зовнішнім коченням із дуг симетричних кривих. Застосування некруглих коліс у 12 зубчастих передачах розглянуто в працях [5; 8; 12–15], у ланцюгових приводах – у монографії [9]. Отже, спосіб утворення некруглих коліс присвячена низка праць, що свідчить про увагу до цього напрямку досліджень у наукових колах.

Постановка завдання. Наше завдання – синтезувати профілі пар некруглих коліс із симетричних дуг конгруентних кривих, які попарно перетинаються між собою під прямим кутом.

Виклад основного матеріалу. Почнемо із зображення пари некруглих коліс, які ми маємо отримати в кінцевому підсумку. Приклад такої пари показано на рис. 1, а. Ключовим моментом у конструюванні такої пари коліс є знаходження дуг, виділених потовщеною лінією. При повороті однієї дуги навколо центра O на кут α_0 друга дуга повинна повернутися навколо центра O_1 на кут φ_0 таким чином, щоб криві мали спільну точку контакту і перекочувалися одна по одній без ковзання. Якщо ці дуги відобразити симетрично відносно прямих, що сполучають їхні кінці із точками O і O_1 , то ми отримаємо частину некруглого колеса у вигляді зубця. Мінімальне значення кута у вершині зубця має бути 90° , оскільки при меншому значенні перекочування коліс стає неможливим через заклинювання. При відповідно заданих кутах α_0 і φ_0 кількість зубців має відповідати цілому числу, яке ділить коло на вказане число частин. Для випадку, зображеного на рис. 1, а, кількість зубців для обох коліс рівна чотирьом, отже, кути α_0 і φ_0 теж рівні і становлять $\frac{\pi}{4}$. Оскільки при обертанні зубців і обкочуванні їхніх профілів один по одному вершина зубця одного колеса заходить у впадину другого, то кут у впадинах зубців теж має бути прямим.

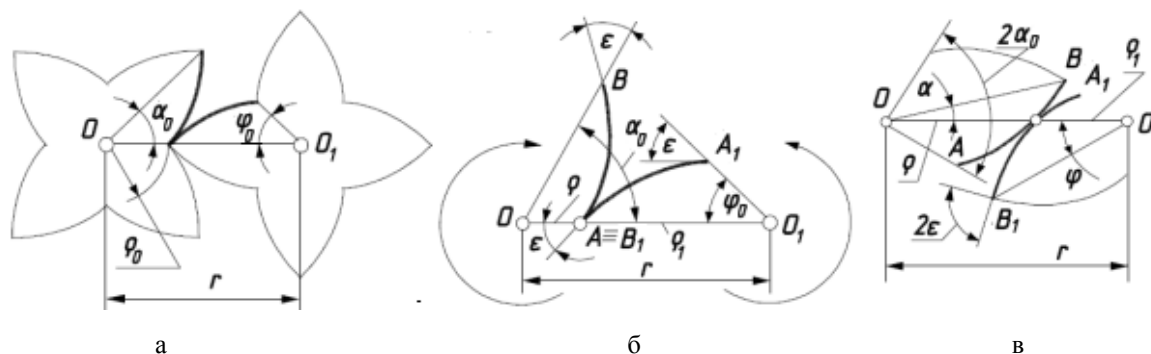


Рис. 1. Графічні ілюстрації до утворення пар некруглих коліс, утворених симетричними дугами, що перетинаються під прямим кутом: а) форма дуг, які утворюють профіль некруглих коліс; б) дуги профілю з накладеними на них обмеженнями; в) утворення зубця для кожного колеса симетричним відображенням знайдених дуг

Fig. 1. Graphic illustrations of the construction of pairs of non-circular wheels formed by symmetrical arcs intersecting at right angles: а) shape of the arcs that form the profile of non-circular wheels; б) profile arcs with restrictions imposed on them; в) formation of a tooth for each wheel by a symmetrical reflection of the found arcs

Дуги АВ ведучого і А₁В₁ веденого коліс (рис. 1, б) будемо розшукувати в полярній системі координат. Для того щоб кути у вершинах і впадинах зубців некруглих коліс були прямими, треба, щоб кут ε між дотичними до кривих і полярним радіусом на початку і в кінці дуг АВ і А₁В₁ був рівним 45°. Сума векторів (полярних радіусів) ρ і ρ₁ від полюсів O і O₁ до точки контакту має бути сталою і дорівнювати міжцентровій відстані: ρ + ρ₁ = r (див. рис. 1, б, в). При повороті одного колеса на кут α₀ друге колесо повинно повернутися на кут φ₀ (див. рис. 1, а). Величини цих кутів залежать від числа зубців: α₀ = π/n, φ₀ = π/n₁, де n і n₁ – число зубців ведучого і веденого коліс. При повороті зубця ведучого колеса на поточний кут α зубець веденого колеса повертається на кут φ (див. рис. 1, в) за умови, що пройдені довжини дуг кривих рівні. На основі цього будемо вважати, що кут φ є залежним від кута α: φ = φ(α).

Криву, яка описує профіль зубця ведучого колеса, задамо рівнянням ρ = ρ(α) у полярній системі координат, де α – полярний кут. Параметричні рівняння кривої АВ запишуться так:

$$x = \rho \alpha \cos \alpha; \quad y = \rho(\alpha) \sin \alpha. \quad (1)$$

При поточному значенні кута α рівняння (1) задають величину і напрям полярного радіуса ρ. Знайдемо вектор дотичної в поточній точці до кривої (1), який визначається її похідними по змінній α:

$$x' = \rho' \cos \alpha - \rho \sin \alpha; \quad y' = \rho' \sin \alpha + \rho \cos \alpha. \quad (2)$$

За відомою формулою векторної алгебри знаходимо кут ε між векторами (1) і (2):

$$\cos \varepsilon = \frac{\rho'}{\rho^2 + \rho'^2}. \quad (3)$$

Відповідно до наших умов кут ε має дорівнювати 45° у точці А (див. рис. 1, б), тобто при α = 0, і в точці В при α = α₀. При цьому ще має значення початкова величина полярного радіуса ρ₀ при α = 0 (див. рис. 1, а). Залежність ρ = ρ(α), яка б задовольняла поставлені вимоги, будемо розшукувати у вигляді квадратичного полінома:

$$\rho = a + b\alpha + c\alpha^2. \quad (4)$$

Для цього знайдемо вирази сталих a, b, c. Похідна виразу (4) має такий вигляд:

$$\rho' = b + 2c\alpha. \quad (5)$$

Підстановка (5) і (4) у (3) при α = 0 і ε = 45° дає таку залежність:

$$\frac{a^2}{a^2 + b^2} = \frac{\sqrt{2}}{2}. \quad (6)$$

Із рівняння (6) знаходимо: a = b. При α = 0 із (4) знаходимо: ρ₀ = a. У подальших дослідженнях було встановлено, що стала α відіграє роль масштабного коефіцієнта, що не впливає на форму розшукуваної кривої. У зв'язку з цим приймаємо a = b = 1. З урахуванням цього залежність (4) набуває такого вигляду:

$$\rho = 1 + \alpha + c\alpha^2. \quad (7)$$

Вираз сталої c знайдемо за умови, що при підстановці у (3) виразу (7) і його похідної ρ' = 1 + 2cα при ε = 45° α = α₀ ми отримаємо рівняння

$$\frac{1 + 2c\alpha_0}{(1 + \alpha_0 + c\alpha_0^2)^2 + (1 + 2c\alpha_0)^2} = \frac{\sqrt{2}}{2}. \quad (8)$$

Рівняння (8) дає два розв'язки відносно сталої c:

$$c = \frac{1}{2 - \alpha_0}; \quad c = -\frac{1}{\alpha_0}. \quad (9)$$

Підставивши почергово (9) у (7), ми отримаємо два полярних рівняння дуги, яку будемо за параметричними рівняннями (1) при зміні кута α в межах α = 0 ... α₀:

$$\rho = 1 + \alpha + \frac{\alpha^2}{2 - \alpha_0} \quad (10)$$

$$\rho = 1 + \alpha - \frac{\alpha^2}{\alpha_0} \quad (11)$$

На рис. 2, а побудовано дуги для $\alpha_0 = 45^\circ$. Цифрою 1 позначено дугу, що відповідає рівнянню (10), а цифрою 2 – дугу, що відповідає рівнянню (11).

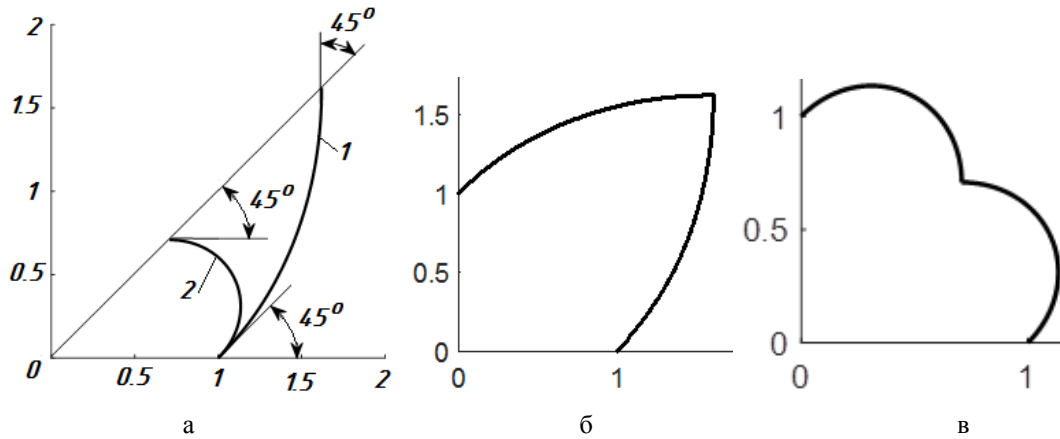


Рис. 2. Графічні ілюстрації до утворення профілю частини ведучого некруглого колеса: а) два варіанти дуги, що відповідають полярним рівнянням (10) і (11); б) утворення зубця симетричним відображенням дуги 1; в) утворення частини профілю колеса симетричним відображенням дуги 2

Fig. 2. Graphical illustrations of the construction of the profile of a part of the leading non-circular wheel: а) two versions of the arc corresponding to the polar equations (10) and (11); б) construction of a tooth by the symmetrical reflection of arc 1; в) construction of a part of the wheel profile by the symmetrical reflection of arc 2

Послідовним поворотом зубця (рис. 2, б) навколо початку координат ми отримаємо некругле колесо, зображене на рис. 1, а, яке за формою нагадує зубчасте. Аналогічно отримаємо некругле колесо послідовним поворотом дуг (рис. 2, в), яке складатиметься з випуклих елементів. Для утворення зубчастого колеса з n зубцями значення кута α_0 має бути $\alpha_0 = \frac{\pi}{n}$, а для некруглого колеса з такою ж кількістю випуклих елементів $\alpha_0 = \frac{2\pi}{n}$.

Перейдемо до побудови дуги A_1B_1 (див. рис. 1, б). Зважаючи на те, що $\rho_1 = r - \rho$ (див. рис. 1, б, в), а також на те, що радіус-вектор ρ_1 здійснює поворот на кут φ в протилежну сторону від кута α , параметричні рівняння розшукуваної кривої, на якій розташована дуга A_1B_1 , запишуться так:

$x_1 = r - \rho \cos \varphi + r; y_1 = -r - \rho \sin \varphi$, (12)
де вираз для ρ наведено в (10) або (11) залежно від виду некруглого колеса. Залежність між кутами у вигляді $\varphi = \varphi(\alpha)$ визначається на основі рівності довжин дуг, які проходять колеса при взаємному коченні, і має вигляд:

$$\varphi = \frac{\rho}{\rho - r} d\alpha.$$

Інтегрування виразу (3) після підстановки в нього (7) з урахуванням необхідного значення сталої інтегрування (при $\alpha = 0 \varphi = -\varphi_0$) дає такий результат:

$$\varphi = \frac{2r}{4c \cdot 1 - r - 1} \cdot \text{Arctg} \frac{1}{4c \cdot 1 - r - 1} - \text{Arctg} \frac{1 + 2c\alpha}{4c \cdot 1 - r - 1} - \alpha - \varphi_0. \quad (13)$$

Підставимо вираз ρ із (7), вираз кута φ із (13) у (12) і отримаємо параметричні рівняння кривої, на якій розташована дуга A_1B_1 . Проте якщо за ними побудувати дугу A_1B_1 при зміні кута α в межах $\alpha = 0 \dots \alpha_0$ і довільному значенні міжцентрової відстані r , то кінцеве значення кута φ (тобто φ_0) буде не таке, як задане, оскільки воно залежне від r . Щоб отримати потрібне значення кута φ_0 , величина якого обумовлена числом зубців або випуклих елементів веденого колеса, потрібно належним чином підібрати міжцентрову відстань r . Для цього у вираз (13) треба замість кутів α і φ підставити їх відповідні значення. Треба мати на увазі, що після повороту радіус-вектора ρ на кут α_0 кінцеве положення радіус-вектора ρ_1 набуде положення, при якому $\varphi = 0$, оскільки на початку повороту цей кут був від'ємним і рівним $-\varphi_0$ (див. рис. 1, а). Після підстановки у (13) значень кутів $\alpha = \alpha_0$ і $\varphi = 0$ потрібно розв'язати отримане рівняння відносно r . Однак аналітично цього зробити не вдається, тому потрібно застосовувати числові методи.

Якщо після цього побудувати дугу A_1B_1 , то вона буде побудована правильно, але не перебуватиме в контакті з дугою АВ. Було з'ясовано, що дугу A_1B_1 потрібно додатково повернути на кут $\pi + \varphi_0$. Остаточний вираз кута φ отримуємо після додавання до його попереднього значення (13) кута $\pi + \varphi_0$:

$$\varphi = \frac{2r}{4c \cdot 1 - r - 1} \cdot \text{Arctg} \frac{1}{4c \cdot 1 - r - 1} - \text{Arctg} \frac{1 + 2c\alpha}{4c \cdot 1 - r - 1} - \alpha + \pi \quad (14)$$

Розглянемо приклади побудови некруглих коліс. Розпочнемо з коліс, що складаються з випуклих елементів. Нехай ведуче колесо має два випуклих елементи. За виразом $\alpha_0 = \frac{2\pi}{n}$ при $n = 2$ знаходимо: $\alpha_0 = \pi$. Вибираємо полярне рівняння (11), яке відповідає вказаному типу колеса. За рівнянням (1) із врахуванням (11) будемо дугу АВ при зміні кута α в межах $\alpha = 0 \dots \pi$ (рис. 3, а). Нехай ведене колесо теж матиме 2 елементи. Отже, $\varphi_0 = \pi$. Знайдемо

міжцентрову відстань r . Для цього у рівняння (13) підставляємо значення $\varphi_0 = \pi, c = -\frac{1}{\alpha_0} = -\frac{1}{\pi}$ згідно з другим виразом (9), $\alpha = \alpha_0 = \pi$ і $\varphi = 0$. Розв'язавши числовими методами рівняння (13) відносно r , отримуємо: $r = 3,11$.

Будемо дугу A_1B_1 за рівняннями (12) при зміні кута α в межах $\alpha = 0 \dots \alpha_0$. При цьому підставляємо в них залежності $\rho = \rho(\alpha), \varphi = \varphi(\alpha)$, які беремо відповідно з (11) і (14) та використовуємо знайдені сталі $c = -\frac{1}{\pi}, r = 3,11$, які входять до них. Отримані дуги потрібно послідовно повернути навколо своїх центрів O і O_1 на необхідні кути. У даному випадку ми їх повертаємо на 180° (рис. 3, б). Аналогічно побудовано пару некруглих коліс на рис. 3, в. Вихідними даними були два числа: кількість випуклих елементів ведучого колеса $n = 6$ і кількість елементів веденого колеса $n_1 = 4$. Було знайдено значення необхідних параметрів для подальших обчислень: $\alpha_0 = \frac{2\pi}{n} = \frac{\pi}{3}, \varphi_0 = \frac{2\pi}{n_1} = \frac{\pi}{2}, c = -\frac{3}{\pi}, r = 1,97$.

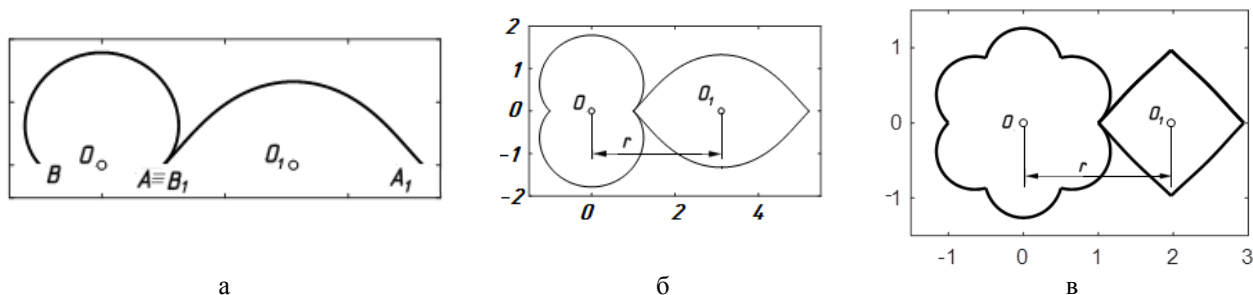


Рис. 3. Зображення некруглих коліс із випуклими елементами: а) початкові дуги для утворення некруглих коліс; б) пара із некруглих зубчастих коліс із числом елементів $n = 2$ і $n_1 = 2$; в) пара із некруглих зубчастих коліс із числом елементів $n = 6$ і $n_1 = 4$

Fig. 3. Images of non-circular wheels with convex elements: а) initial arcs for the construction of non-circular wheels; б) a pair of non-circular gears with the quantity of elements $n = 2$ and $n_1 = 2$; в) a pair of non-circular gears with the quantity of elements $n = 6$ and $n_1 = 4$

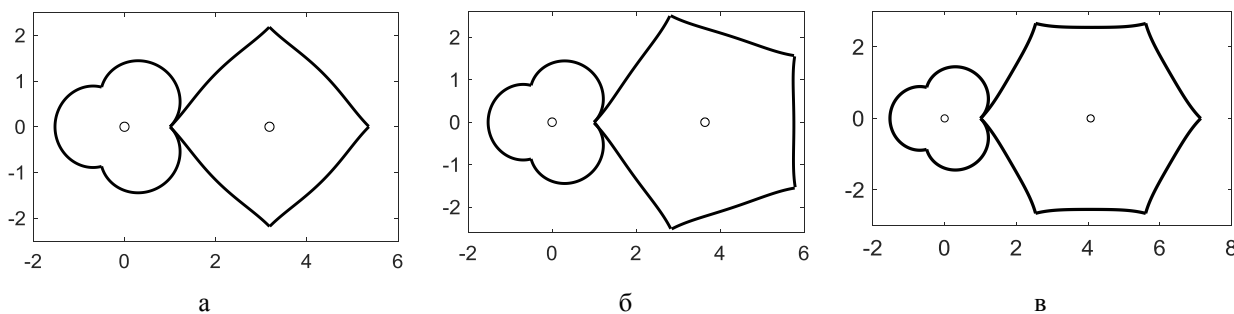


Рис. 4. Пари некруглих коліс, у яких ведуче колесо має три випуклих елементи $n = 3$ і різне число елементів у ведених коліс: а) $n_1 = 4, r = 3,18$; б) $n_1 = 5, r = 3,64$; в) $n_1 = 6, r = 4,07$

Fig. 4. Pairs of non-circular wheels in which the driving wheel has three convex elements $n = 3$ and a different quantity of elements in the driven wheels: а) $n_1 = 4, r = 3,18$; б) $n_1 = 5, r = 3,64$; в) $n_1 = 6, r = 4,07$

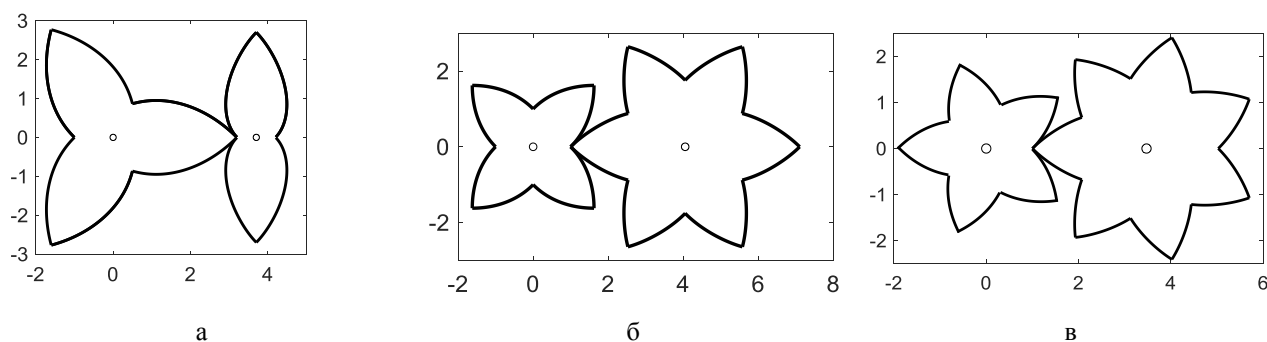


Рис. 5. Пари некруглих коліс, які за формою подібні до зубчастих: а) $n = 3, n_1 = 2, r = 3,7$;
 б) $n = 4, n_1 = 6, r = 4,05$; в) $n = 5, n_1 = 7, r = 3,47$

Fig. 5. Pairs of non-circular wheels that are similar by shape to gears: а) $n = 3, n_1 = 2, r = 3,7$;
 б) $n = 4, n_1 = 6, r = 4,05$; в) $n = 5, n_1 = 7, r = 3,47$

Будуємо дугу A_1B_1 за рівняннями (12) при зміні кута α в межах $\alpha = 0 \dots \alpha_0$. При цьому підставляємо в них залежності $\rho = \rho(\alpha)$, $\varphi = \varphi(\alpha)$, які беремо відповідно з (11) і (14) та використовуємо знайдені сталі $c = -\frac{1}{\pi}$, $r = 3,11$, які входять до них. Отримані дуги потрібно послідовно повернути навколо своїх центрів O і O_1 на необхідні кути. У даному випадку ми їх повертаємо на 180° (рис. 3, б). Аналогічно побудовано пару некруглих коліс на рис. 3, в. Вихідними даними були два числа: кількість випуклих елементів ведучого колеса $n = 6$ і кількість елементів веденого колеса $n_1 = 4$. Було знайдено значення необхідних параметрів для подальших обчислень: $\alpha_0 = \frac{2\pi}{n} = \frac{\pi}{3}$, $\varphi_0 = \frac{2\pi}{n_1} = \frac{\pi}{2}$, $c = -\frac{3}{\pi}$, $r = 1,97$.

На рис. 4 побудовано пари некруглих коліс з однаковим числом випуклих елементів ведучого колеса $n = 3$ і різним числом елементів веденого колеса. На цьому рисунку можна простежити за трансформацією веденого колеса при збільшенні числа його елементів.

Побудова некруглих коліс, які мають форму зубчастих, здійснюється аналогічно. При цьому потрібно використовувати залежність (10) і відповідне значення з (9) для знаходження сталої c . Крім того, значення кутів α_0 і φ_0 є вдвічі меншими: $\alpha_0 = \frac{\pi}{n}$, $\varphi_0 = \frac{\pi}{n_1}$. На рис. 5 побудовані пари коліс із різним співвідношенням зубців. Вихідними даними є кількість зубців n і n_1 .

Такі пари коліс можуть працювати, як зубчасті зачеплення. При цьому відсутнє тертя між поверхнями зубців, що не призводить до їх зносу. Передавальне число не є сталим, тобто при обертанні ведучого колеса зі сталою кутовою швидкістю кутова швидкість веденого буде змінюватися

за періодичним законом. Кількість періодів за повний оберт веденого колеса дорівнює числу його зубців. Міжцентрова відстань не задається, а обчислюється залежно від кількості зубців коліс.

Висновки. Використання квадратичного полінома дає можливість створювати складові некруглі колеса двох типів. В одному випадку вони складаються з випуклих елементів, у другому – елементи подібні до зубців зубчастого зачеплення. Характерною ознакою роботи пар коліс є відсутність ковзання між поверхнями під час роботи. Це не викликає сил тертя і не призводить до зносу робочих поверхонь. Дуги кривих, які окреслюють профіль елементів колеса, перетинаються під прямим кутом. Вихідними даними для конструювання коліс є число елементів ведучого і веденого коліс. Міжцентрова відстань залежить від їх кількості, тому розраховується.

Бібліографічний список

1. Коврегін В. В., Маловик І. В. Аналітичний опис центроїд некруглих зубчастих коліс. *Праці ТДАТУ*. Вип. 4: Прикладна геометрія та інженерна графіка. 2011. Т. 49. С. 125-129.
2. Легета Я. П. Опис та побудова спряжених центроїд некруглих зубчастих коліс. *Сучасні проблеми моделювання*. 2014. Вип. 3. С. 87-92.
3. Легета Я. П., Шоман О. В. Геометричне моделювання центроїд некруглих зубчастих коліс за передавальною функцією. *Геометричне моделювання та інформаційні технології*. 2016. № 2. С. 59-63.
4. Моделювання центроїд некруглих коліс із внутрішнім і зовнішнім коченням із дуг симетричних кривих / Т. А. Кресан, С. Ф. Пилипака, І. Ю. Грищенко, Я. С. Кремець. *Machinery & Energetics. Journal of Production Research*. 2020. Vol. 11, No 4. P. 23–32. doi: 10.31548/machenergy2020.04.023.

5. Падалко А. П., Падалко Н. А. Зубчатая передача с некруглым колесом. *Теория механизмов и машин*. 2013. № 2, т. 11. С. 89-96.
6. Равська Н. С., Воробйов С. П. Відхилення профілю зуба арочного колеса від евольвентного при формотворенні торцевими різцевими головками. *Вісник НТУУ «КПІ». Серія машинобудування*. 2014. № 1 (70). С. 19-24.
7. Равська Н. С., Воробйов С. П. Питання формотворення торцевими фрезами зубчастих коліс. *Процеси механічної обробки в машинобудуванні: зб. наук. праць*. Житомир, 2011. № 11. С. 231–237.
8. Соболев А. Н., Некрасов А. Я., Арбузов М. О. Моделирование механических передач с некруглыми зубчатыми колесами. *Вестник МГУ «Станкин»*. 2017. № 1 (40). С. 48–51.
9. Утугов Н. П. Цепные приводы с некруглыми зубчатыми колёсами: монография. Луганск, Ноулидж, 2011. 198 с.
10. Conveyance of a particle by a vertical screw, which is limited by a coaxial fixed cylinder / S. F. Pylypaka et al. *Bulletin of the Karaganda University – Mathematics*. 2019. Vol. 95, iss. 3. P. 108-118.
11. Kresan T., Pylypaka S., Ruzhylo Z. External rolling of a polygon on closed curvilinear profile. *Acta Polytechnica*. 2020. 60 (4). P. 313–317. doi: 10.14311/AP.2020.60.0313.
12. Lin C., Wu X. Calculation and characteristic analysis of tooth width of eccentric helical curve-face gear. *Iranian Journal of Science and Technology – Transactions of Mechanical Engineering*. 2019. Vol. 43 (4). P. 781–797. doi: 10.1007/s40997-018-0239-9.
13. Lyashkov A. A., Panchuk K. L., Khasanova I. A. Automated geometric and computer-aided noncircular gear formation modeling. *Journal of Physics: Conference Series*. 2018. Vol. 1050 012049.
14. Okudaira R., Aoki T. Development of rough terrain mobile robot with non-circular wheel. *The Proceedings of JSME annual Conference on Robotics and Mechatronics (Robomec)*. 2018. P. 1P2-G05. doi: 10.1299/jsmermd.2018.1P2-G05.
15. Research on Obtaining of Tooth Profile of Non-Circular Gear Based on Virtual Slotting / J. Han, D. Z. Li, T. Gao, L. Xia. *Proceedings of the 14th IFTOMM World Congress*. 2015. P. 229–233. doi: 10.6567/IFTOMM.14TH.WC.PS6.001.

Стаття надійшла 01.10.2022

Розділ 3

ТЕХНОЛОГІЧНІ ПРОЦЕСИ ТА ЕФЕКТИВНЕ МАШИНОВИКОРИСТАННЯ В АГРОІНЖЕНЕРІЇ

УДК 631.1/631.3:631.5

АНАЛІТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ПОСІВНОГО КОМПЛЕКСУ PÖTTINGER TERRASEM C6 В УМОВАХ СУМЩИНИ

Олександр Таценко, ст. викладач

*Сумський національний аграрний університет,
вул. Герасима Кондратьєва, 160, м. Суми, Сумська обл., Україна,
e-mail: alextatsenko@ukr.net*

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2022.26.053>

Таценко О. Аналітичне дослідження роботи посівного комплексу Pöttinger Terrasem C6 в умовах Сумщини

Проведено науково-аналітичне дослідження зміни показників роботи посівного комплексу Pöttinger Terrasem C6 для прямої сівби озимого жита в умовах Сумщини, при яких затратні ресурси використовуються раціонально й ефективно. Процес аналітичного дослідження зміни показників роботи посівного комплексу Pöttinger Terrasem C6 проводився за рахунок підбору найбільш раціонального та ефективного складу і режимів роботи машинного агрегату для прямої сівби озимого жита в умовах Сумщини.

Комплексна оцінка експлуатаційних властивостей машинних агрегатів дає змогу підібрати з множини можливих варіантів технічних засобів лише раціональні для заданих виробничих умов агрегати. При цьому важливо забезпечити відповідну погодженість параметрів окремих складових агрегату (трактор, робоча машина тощо), а також відповідність властивостей машинних агрегатів агротехнічним вимогам і виробничим умовам.

Для відомої робочої сільськогосподарської машини доцільно підібрати енергозасіб (трактор), який забезпечує значення максимальної продуктивності машинних агрегатів за мінімальних енергетичних затрат на проведення технологічної операції.

На основі аналітичних розрахунків та їх результатів щодо обґрунтування режимів і показників роботи посівного машинного агрегату прямого посіву озимого жита в складі енергетичного засобу (трактора) New Holland T8.390 та посівного комплексу для прямого посіву (сівалки) Pöttinger Terrasem C6 для умов Сумщини можна зробити висновки, що за мінімально можливих значень показників роботи і виробничих умов при прямому посіві озимого жита робоча розрахунково-рекомендована швидкість виконання операції становитиме 18,09 км/год, а за максимально можливих значень показників роботи і виробничих умов при прямому посіві озимого жита – 12,24 км/год.

Ключові слова: пряма сівба, Pöttinger Terrasem C6, New Holland T8.390, комплектування, режими роботи, техніко-експлуатаційні показники.

Tatsenko O. Analytical study of the Pöttinger Terrasem C6 sowing complex operation in conditions of Sumy region

A scientific analytical study of changes in the operation indicators of the Pöttinger Terrasem C6 seeding complex for direct sowing of winter rye in the conditions of Sumy region along with rational and efficient use of resources was conducted. The process of the analytical study of changes of the operation indicators of the Pöttinger Terrasem C6 sowing complex was carried out by selecting the most rational and effective composition and operating modes of the machine unit for direct sowing winter rye in the conditions of Sumy region.

A comprehensive general assessment of the operational properties of the machine aggregate makes it possible to select only rational aggregate for the given production conditions from a set possible options of technical means. At the same time, it is important to ensure the appropriate agreement of the individual parameters of the aggregate components (tractor, working machine, etc.), as well as the compliance of the properties of machine aggregate with agrotechnical requirements and production conditions.

For a well-known working agricultural machine, it is advisable to choose an energy aggregate (tractor) that provides the value maximum productivity of machine aggregate with minimal energy costs for carrying out a technological operation.

On the basis of analytical calculations and their results regarding the substantiation of the operation modes and indicators of the seeding machine aggregate for direct sowing winter rye as a part of the energy aggregate (tractor) New Holland T8.390 and the sowing complex for direct sowing (sowing machine) Pöttinger Terrasem C6 for the conditions of Sumy region, the author makes conclusion, that under the minimum possible values of operation indicators and production conditions during the direct sowing winter rye, the calculated and recommended operating speed will be 18.09 km/h, and under the maximum possible values of the operation indicators and production conditions during the direct sowing winter rye - 12.24 km/h.

Key words: direct sowing, Pöttinger Terrasem C6, New Holland T8.39, completing, operation modes, operation indicators.

Постановка проблеми. Нульовий обробіток ґрунту за використання технологій прямого посіву найефективніше вирішує завдання енергозбереження в рослинництві.

Основними перевагами прямого посіву або суміщення передпосівної підготовки ґрунту з посівом є скорочення обсягу й термінів робіт, трудових і грошових витрат, а також запобігання втратам вологи, поліпшення вологозабезпеченості й розвитку сходів унаслідок ліквідації розриву між підготовкою ґрунту і посівом. Обробіток ґрунту при прямому посіві може бути суцільним (культивація, фрезерування), смуговим (розпушування гофрованими дисками, смугове фрезерування) або зовсім відсутнім.

Ґрунтообробно-посівні агрегати не набули поширення через малу ширину захвату, низьку продуктивність, нераціональну та ускладнену організацію робіт, які пов'язані з доставкою насіння, і головне, через агротехнічну несумісність глибокого розпушування з посівом. Усадка свіжозораного ґрунту після появи сходів спричинює обрив коренів, пригнічення сходів, випинання вузла кущіння. Такі посіви більше за інших схильні до замерзання й загибелі [1].

Застосовують кілька варіантів машинних технологій прямого посіву озимих, ярих та інших сільськогосподарських культур. Вони залежать від зональних і конкретних ґрунтових умов у період виконання робіт і від застосовуваних технічних засобів.

Технологія робіт при прямому посіві поєднує кілька операцій: посів, внесення добрив і гербіцидів, коткування. Під час вирощування зернових культур гербіциди зазвичай застосовують перед посівом, а в разі обробітку просапних – при посіві. Збереження на поверхні поля мульчувального шару з рослинних залишків сприяє накопиченню і збереженню ґрунтової вологи й гумусу (у верхньому шарі ґрунту при сповільненні його втрат у кореневмісному шарі), запобігає ерозійним процесам. Застосування таких технологій дає змогу скоротити обсяг польових робіт і потребу в тракторах і ґрунтообробних машинах, заощадити 70...80 % палива за рахунок виключення обробітку ґрунту. Скорочення витрат часу на проведення польових робіт дозволяє провести їх в оптимальні агростроки, розширити площі посівів, у тому числі пожнивних і поукісних, що є важливим резервом отримання додаткової продукції рослинництва.

Відомо кілька типів агрегатів, які суміщають передпосівну підготовку ґрунту з посівом. Більшість із них може працювати на агрофонах із нульовим обробітком. Основна агротехнічна від-

мінність виконуваних ними процесів посіву полягає в способі підготовки насінневого ложа і розміщення насіння. Є конструкції, що забезпечують суцільне підрізання нерозпушеного пласта, його смугове розпушування в зонах рядків або тільки розрізання післяжнивних залишків плоским диском, наприклад, перед долотоподібними, одно- або дводисковими сошниками або навіть без такого розрізання перед сошниками. Останню групу можна віднести до сівалок прямого посіву з нульовим припосівним обробітком ґрунту. Насіння при посіві розміщують різними способами: рядковим, стрічковим, широкосмуговим і суцільним розкидним, при якому досягаються найбільш рівномірна площа живлення, однакові умови для кущіння й рівномірна освітленість усіх рослин. При широкосмуговому і суцільному розкидному розміщенні насіння погіршуються умови для росту бур'янів. Тому такі способи доцільніші, ніж перехресний спосіб [6].

Особливості методу переходу на систему ресурсоощадного землеробства або прямого посіву – це застосування даного методу після вирощування на полях багаторічних трав. Подібний метод дає змогу успішно впроваджувати ресурсоощадні технології в травопільних сівозмінах.

Технологія прямого посіву в стерню повністю виключає механічний обробіток. Прямий посів вимагає застосування спеціальної сівалки. Можливі варіанти поєднання технології мінімального обробітку ґрунту з прямим посівом під різні культури в сівозміні. Наприклад, зяблевий обробіток проводять під наступний мульчувальний посів просапних культур, а озимі та ярі зернові висівають прямим посівом.

Посів у системі ресурсоощадного землеробства проводять двома способами: після мінімального обробітку ґрунту – посів у мульчу та за нульового обробітку – прямий посів у стерню. Сучасна посівна техніка рівномірно закладає насіння на ущільнене зволене насінневе ложе, що сприяє збільшенню польової схожості насіння. У зв'язку з цим не рекомендується завищувати норму висіву насіння і проводити його занадто глибоке закладення. Оптимальна глибина загортання насіння не перевищує 3...4 см. Прямий посів озимих і ярих культур у сільськогосподарських підприємствах здійснюється сівалками для прямого посіву культур зернової групи, які завдяки долотоподібним сошникам із паралелограмним управлінням забезпечують рівномірне розміщення насіння на заданій глибині й якісно працюють навіть по нерівній поверхні, ідеально копіюючи рельєф ґрунту [7].

Технології з прямим посівом рекомендуються за вирощування озимих культур по чистих і зайнятих парах, при посіві ярих зернових, що розміщуються після озимих і просапних культур, на чистих від бур'янів ґрунтах і на повторних посівах.

Вимоги до прямого посіву зернових культур [3; 4; 11]:

- точне дотримання встановленої норми висіву, відхилення від неї не повинно перевищувати 3 %;

- рівномірний розподіл насіння по всій площі і в рядках, середня нерівномірність розміщення насіння не повинна перевищувати 4 %, коливання висіву кожним апаратом допускається не більше ніж 2 % від середнього висіву однієї посівної секції;

- рівномірність і повнота закладення насіння на задану глибину з допустимим відхиленням не більше 1 см, наявність насіння на поверхні ґрунту не допускається;

- прямолінійність рядків посіву і рівномірність розташування міжрядь, відхилення міжрядь між двома суміжними сошниками допускаються не більше ніж 1 см, ширина стикових міжрядь від прийнятого міжряддя в суміжних сівалок – не більше ніж 2 см і ширина стикових міжрядь двох суміжних проходів – не більше ніж 5 см;

- огріхи, які утворюються в результаті збільшення стикових міжрядь, забивання сошників і насіннепроводів, а також пересівання і перекриття не допускаються, поворотні смуги повинні бути засіяні з тією ж нормою висіву, що й основне поле;

- поверхня засіяного поля не має бути ущільненою або гребенистою, засіяне поле повинно мати рівну поверхню. Дотримання цих вимог залежить від точного регулювання сівалок і посівних агрегатів, від правильного режиму роботи машин і систематичного контролю за їхнім станом.

Розв'язання практичних задач ефективного виробництва сільськогосподарської продукції можливе за рахунок раціоналізації системи технологічних операцій та використання сучасних технічних засобів, які комплектуються й використовуються в технологічних процесах з мінімізацією затрат за критеріями приведених витрат та затрат робочого часу. Вирішуючи ці завдання, науковці ведуть роботу щодо дослідження систем сумісного обробітку ґрунту та сівби зернових культур і технічних засобів для їх реалізації зі зменшенням витрат на виробництво продукції сільськогосподарських культур.

Механізовані технологічні процеси із суміщенням обробітку ґрунту і сівби є основними складовими сучасних науково обґрунтованих систем землеробства. Значну роль вони набувають в умовах розвитку сучасного аграрного виробництва, коли суттєво погіршується ресурсне забезпечення виробничих аграрних формувань.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідження з питань, які пов'язані з використанням технічних засобів в аграрному виробництві, – це дослідження, які тісно пов'язані з розвитком технічних засобів механізації аграрного виробництва.

Дослідження з використання технічних засобів для аграрного виробництва стали з'являтися з появою перших зразків машин і обладнання для виконання технологічних операцій і процесів у рослинництві. Враховуючи це, були започатковані первинні елементи, які формували машиновикористання як науку. Загальна увага до науково-технічного прогресу й розвитку підходів до організації використання техніки була досить значна на межі ХХ століття.

Проблемою вивчення і вдосконалення наявних систем і комплексів машин в Україні вчені займалися протягом значного періоду часу, тому вона не нова. З дослідженнями цієї проблеми пов'язані становлення й розвиток рівня механізації аграрного виробництва.

Зокрема, наукові праці академіка В. П. Горячкина є основою для подальших досліджень сільськогосподарських робочих машин і знарядь, де розвиток отримали наукові дослідження з порівняння різних видів робіт і конструкцій машин через техніко-економічні показники використання машин [2].

Одним із перших науковців, який у своїх працях розробив методичні основи визначення кількості машин та організації їх застосування, був академік Б. С. Свірщевський. Він у своїх наукових працях заклав основи визначення таких основних показників ефективності використання парку на той час, як: площа, яку обробляє одна машина; площа, яку обслуговує один трактор; середнє річне число роботи тракторів; процент механізації; показник витрати палива тощо [12].

Науковці М. З. Савченко, В. С. Крамаров, І. Й. Натанзон та інші продовжили роботу з розробки й обґрунтування основних техніко-експлуатаційних параметрів агрегатів з урахуванням особливостей виробничої діяльності та агротехнологічного комплексу операцій, які суттєво впливають на процедуру комплектування машинно-

тракторних агрегатів та ефективність їхньої роботи. Також цими вченими вперше було розроблено зональні нормативи потреби в техніці на 100 га орної площі і вартості години роботи машин [10].

Останнім часом наукові дослідження цього напрямку були спрямовані на обґрунтування раціонального складу затрат для проведення технологічних операцій і процесів через визначення складу машинних агрегатів та їх режимів використання. У наукових працях М. К. Діденка, І. І. Мельника, В. Д. Гречкосія, С. М. Бондаря [3; 9] було розроблено методичні підходи щодо визначення раціональної структури та складів машинних агрегатів для технологічних операцій і процесів у системах механізованих технологій виробництва продукції сільськогосподарських культур. Обґрунтування щодо визначення раціональних складів і режимів роботи машинних агрегатів повинно опиратися на систему математичних моделей, які відтворюють взаємозалежність між виробничими умовами роботи і вимогами до технологічних операцій та процесів.

Дослідженням використання машинних агрегатів у технологічних операціях і процесах сільськогосподарського виробництва займається досить активно багато вчених і в нинішній час, у період значних змін в аграрному виробництві, які пов'язані з впровадженням і використанням сучасних нових технологій і технічних засобів. Наукові дослідження щодо комплектування та використання машинних агрегатів у технологічних операціях і процесах галузі рослинництва потребують нових сучасних методів і підходів до реалізації їх властивостей за критерієм раціональності та ефективності при використанні на виробництві [13–17].

Аналітичні дослідження стосовно оцінки ефективності роботи посівного комплексу Pöttinger Terrasem С6 для прямого посіву у виробничих умовах Лісостепу Сумської області не проводились.

Постановка завдання. Питання технічного забезпечення виробництва продукції сільськогосподарських культур, інноваційно-інвестиційного розвитку, вдосконалення і розвитку системи матеріально-технічного забезпечення сільськогосподарського виробництва є актуальними і перспективними для сучасного виробництва в галузі сільського господарства. Сучасне аграрне виробництво перебуває на якісно новому етапі технічного розвитку машин і обладнання. В аграрні формування країни надходить значна кількість сучасних тракторів, комбайнів, сільськогосподарських ма-

шин як вітчизняного, так і закордонного виробництва. Ці зразки сучасної техніки відрізняються значно вищим ступенем надійності, довговічності, наявністю сучасних АСУ та контролю за роботою їхніх вузлів і механізмів, які забезпечують економішій режим роботи і вищу якість операції або процесу, які виконуються. Технічні можливості сучасних машинних агрегатів виконувати виробничі завдання в конкретних виробничих умовах використання з максимальною продуктивністю і мінімальною витратою палива зазвичай недовикористовуються через суттєві помилки в агрегуванні. Для усунення наявних помилок агрегування доцільно проводити попередньо моделювання раціональних складів агрегатів і розрахунки оптимальних режимів їх роботи.

Обґрунтування оптимального складу, параметрів і раціональних режимів роботи машинних агрегатів надає можливості для розв'язання таких задач [4; 5; 8; 10]:

- визначити оптимальні параметри машинних агрегатів, які могли б забезпечити достатньо високі техніко-економічні показники роботи й екологічні властивості для визначених природно-виробничих умов використання;
- із наявної множини варіантів машинних агрегатів підібрати раціональний агрегат для виконання технологічної операції в природно-виробничих умовах аграрного підприємства;
- для вибраного трактора або робочої сільськогосподарської машини скомплектувати агрегат для виконання механізованої операції, який забезпечить раціональне й ефективне використання тягово-швидкісних властивостей енергозасобу.

Розв'язання перелічених задач дає змогу сформулювати сучасні методики та підходи до комплектування й визначення технічних та енергетичних показників роботи посівних комплексів для прямого посіву типу Pöttinger Terrasem С6 зернових культур у ґрунтово-виробничих умовах Сумщини, що надасть можливості для подальшого обґрунтування вибору режимів роботи машинних агрегатів за критеріями, які відображають наявну доцільність.

Виклад основного матеріалу. Сучасні технології та технологічні процеси виробництва продукції сільськогосподарських культур без ефективного використання ресурсів є затратними для виробничої діяльності аграрних формувань. Це є важливою причиною неринкової собівартості отриманої продукції, її низької конкурентоспроможності на аграрних ринках, а також значущим чинником, який гальмує розвиток ефективності

аграрного виробництва. Таким чином, подальші наукові дослідження щодо розробки, модернізації і впровадження у виробництво елементів технологій та заходів, що спонукають до ресурсного збереження, є актуальними. Це є основною складовою напрямів ефективного виробництва продукції сільськогосподарських культур, яка складатиме конкуренцію на розвинених світових ринках.

У типових технологіях виробництва аграрної продукції значні резерви енергетичного збереження, як важливого елементу ресурсозбереження, мають напрями поєднання технологічних операцій та виконання їх комплексними і комбінованими машинними агрегатами з впровадженням раціональних типів. Такі перспективні рішення забезпечуються впровадженням прямого посіву сільськогосподарських культур та використанням сучасних посівних комплексів і вдосконаленням уже існуючих.

Ефективне використання матеріальних ресурсів та робочого часу є важливою умовою підвищення ефективності технології виробництва продукції сільськогосподарських культур.

На сьогодні науковці ведуть дослідження систем сівби сільськогосподарських культур та видів технічних засобів, які надають можливість скорочення приведених витрат і затрат робочого часу [13–15].

Комплексна узагальнювальна оцінка експлуатаційних властивостей машинних агрегатів дає змогу підібрати з множини можливих варіантів технічних засобів лише раціональні для заданих виробничих умов агрегати. При цьому важливо забезпечити відповідну узгодженість параметрів окремих складових агрегату (трактор, робоча машина тощо), а також відповідність властивостей машинних агрегатів агротехнічним вимогам і виробничим умовам.

Для відомої робочої сільськогосподарської машини доцільно підібрати енергозасіб (трактор), який забезпечує значення максимальної продуктивності машинних агрегатів за мінімальних енергетичних затрат на проведення технологічної операції.

У такому разі з метою проведення цієї роботи доцільно використовувати таку методику [5; 8] для здійснення обґрунтування з комплектування машинних агрегатів на основі типової технічної інформації, яка доступна фахівцям. Основними формуючими параметрами, які визначають раціональність комплектування агрегату, є його швидкість руху v та ширина захвату B .

Вирішуючи завдання щодо обґрунтування складу машинних агрегатів, спочатку розрахову-

ють тягові можливості енергетичного засобу в допустимому діапазоні швидкостей роботи машинного агрегату у виробничих умовах роботи.

Корисна тягова потужність у машинному агрегаті:

$$N_{II}^H = N_e^H \eta_m \left(1 - \frac{\delta}{100}\right) - \frac{G(V_{\min} \dots V_{\max})(f \pm \frac{i}{100})}{3,6} \quad (1)$$

де N_e^H – ефективна потужність (номінальна) двигуна, кВт; η_m – механічний коефіцієнт корисної дії трансмісії енергетичного засобу (для колісних $\eta_m = 0,91 \dots 0,92$); δ – буксування рушіїв енергозасобу, % (для колісних з формулою 4К2 буксування допустиме становить $\delta_o = 18\%$; з формулою 4К4 – $\delta_o = 15\%$); G – експлуатаційна вага енергозасобу, кН; f – коефіцієнт опору коченню енергозасобу; i – нахил місцевості поля у виробничих умовах, %; v_{\min} , v_{\max} – агротехнічно допустима швидкість виконання технологічної операції (мінімальна і максимальна, у межах яких якісно виконуються вимоги до технологічної операції), км/год.

Тягова потужність енергетичного засобу (за зчіпними показниками енергозасобу) враховує втрати потужності на пробуксовування, власного пересування і подолання схилу місцевості поля (підйом або спуск агрегату):

$$N_{зак}^H = \frac{G(v_{\min} \dots v_{\max}) \left[\lambda \mu - \left(f \pm \frac{i}{100} \right) \right]}{3,6} - N_e^H \eta_m \frac{\delta}{100}, \quad (2)$$

де λ – частина ваги енергозасобу, що припадає на рушії (для колісних енергозасобів з колісною формулою 4К2 $\lambda = 0,66$; для колісних енергозасобів з колісною формулою 4К4 $\lambda = 1,0$); μ – зчеплення рушіїв енергозасобу з ґрунтом (коефіцієнт).

Робоча швидкість машинних агрегатів, при якій отримується максимальна тягова потужність енергозасобу:

$$v_{N_{зак}^H}^{\max} = 3,6 \frac{N_e^H \eta_m}{G \lambda \mu} \quad (3)$$

Можлива максимальна тягова потужність енергозасобу визначається такою залежністю:

$$N_{зак}^{\max} = N_e^H \eta_m \left(1 - \frac{\delta}{100} - \frac{f \pm \frac{i}{100}}{\lambda \mu}\right) \quad (4)$$

За даних умов оптимальній швидкості виконання технологічної операції та руху машинного агрегату v_{opt} відповідає робоча швидкість, при якій отримується максимальна тягова потужність,

а оптимальна ширина захвату робочої машини машинного агрегату B_{opt} визначається з такого співвідношення:

$$B_{opt} = \frac{N_{zak}^{max}}{N_{num}}, \quad (5)$$

де N_{num} – питома потужність, що припадає на одиницю ширини захвату робочої машини агрегату, кВт/м.

Питома потужність енергетичного засобу визначається для багатофункціональних комплексних машинних агрегатів:

$$N_{num} = \frac{v_{opt}}{3,6} \left(k_{m(i)} \pm q_{m(i)} \frac{i}{100} \right), \quad (6)$$

де $\sum k_{m(i)}$ – сума тягових питомих опорів робочих машин в агрегаті (i -го виду), кН/м; $\sum q_{m(i)}$ – сума питомої ваги робочих машин в агрегаті (i -го виду), кН/м.

За отриманими значеннями B_{opt} або $B_{рац}$ обираємо визначену робочу машину для агрегату (або декілька машин), для яких ширина захвату робочої машини B_{az} найбільш наближена до отриманих розрахункових значень робочої ширини:

$$B_{az} \leq B_{opt} \text{ або } B_{рац}. \quad (7)$$

Після вибору робочої машини або машин агрегату визначаємо потужність на агрегування N_{az} , що необхідна для виконання технологічної операції машинним агрегатом у допустимому агротехнічному діапазоні робочих швидкостей ($v_{min} \dots v_{max}$):

$$N_{az} = \frac{R_{az} (v_{min} \dots v_{max})}{3,6}, \quad (8)$$

де R_{az} – тяговий опір вибраного машинного агрегату, кН.

Опір тяговий агрегату R_{az} розраховується за однією з нижченаведених методик визначення тягового опору для багатофункціональних комплексних машинних агрегатів:

$$R_{az} = B \sum k_{m(i)} \pm \sum G_{m(i)} \frac{i}{100}. \quad (9)$$

Оптимальною раціональною швидкістю роботи або руху машинного агрегату $v_{рац}$ є та швидкість, що максимально забезпечує використання потужності та експлуатаційних властивостей енергетичного засобу, тобто $v_{рац} \rightarrow v_{N_{эф}^{max}}$.

В умовах достатнього зчеплення рушіїв енергетичного засобу з ґрунтовими умовами виконання технологічної операції $v_{рац}$:

$$v_{рац} = \frac{3,6 N_e^H \eta_m (1 - \frac{\delta}{100})}{R_{az} + G(f \pm \frac{i}{100})}. \quad (10)$$

В умовах недостатнього зчеплення рушіїв енергетичного засобу з ґрунтовими умовами виконання технологічної операції $v_{рац}$:

$$v_{рац} = \frac{R_{az} + 3,6 N_e^H \eta_m \frac{\delta}{100}}{G \left[\lambda \mu - (f \pm \frac{i}{100}) \right]}. \quad (11)$$

Потім визначають коефіцієнт корисної дії тяговий енергетичного засобу і порівнюють його значення з максимально можливим для визначених умов виконання технологічної операції і в цілому роботи машинного агрегату. Для якнайповнішого аналізу використання потужності та можливостей енергетичного засобу і розраховують числові значення коефіцієнтів використання потужності тягової енергетичного засобу і завантаження його двигуна внутрішнього згоряння. Під час розрахунків коефіцієнтів завантаження двигуна енергетичного засобу спочатку визначають значення потужності двигуна внутрішнього згоряння енергетичного засобу, що використовується при розрахованій швидкості агрегату $v_{рац}$:

$$N_e = \frac{v_{рац}}{3,6} \left\{ R_{az} \left[2 - \eta_m \left(1 - \frac{\delta}{100} \right) \right] + G(f \pm \frac{i}{100}) \right\}. \quad (12)$$

Продуктивність за одну годину «чистої» роботи машинного агрегату під час виконання технологічної операції W , га/год, визначається за формулою

$$W = 0,1 B v_{рац}, \quad (13)$$

де B – ширина захвату робочої сільськогосподарської машини, м.

Питома витрата палива машинним агрегатом на одиницю роботи для технологічних операцій q_p , кг/га:

$$q_p = \frac{10^{-3} q_e^H N_e^H \eta_{зав}}{W}, \quad (14)$$

де q_e^H – номінальна витрата палива (питома) двигуном енергетичного засобу, г/кВт·год; N_e^H – ефективна потужність (номінальна) двигуна енергетичного засобу, кВт.

Енергетичні витрати (питомі) машинним агрегатом $E_{num}^{за}$, МДж/га:

$$E_{num}^{за} = 42,7 \cdot q_p. \quad (15)$$

Витрати праці (питомі) машинним агрегатом H_{num}^{za} , люд·год/га:

$$H_{num}^{za} = \frac{n_{mex} + n_{доп}}{W}, \quad (16)$$

де n_{mex} – кількість основних робітників, які задіяні під час роботи машинного агрегату у виконанні технологічної операції, осіб; $n_{доп}$ – кількість допоміжних робітників, які задіяні під час роботи машинного агрегату у виконанні технологічної операції, осіб.

Оцінку раціональності скомплектованого машинного агрегату проводять відповідно до показників, які наведено у формулах (17) – (19).

Тяговий коефіцієнт корисної дії енергетичного засобу, що є складовою агрегату:

$$\eta_T = \frac{N_{az}}{N_e^H} \rightarrow \eta_T^{max} = \frac{N_{зак}^{max}}{N_e^H}, \quad (17)$$

де N_{az}^{max} – потужність для виконання операції в заданих умовах, кВт; N_e^H – експлуатаційна потужність двигуна енергозасобу, кВт; η_T^{max} – максимальний тяговий ККД енергозасобу в заданих умовах роботи агрегату; $N_{зак}^{max}$ – максимальна тягова потужність енергозасобу в заданих умовах роботи агрегату, кВт.

Показнику (17) відповідають такі критерії:

$$\eta_{вик} = \frac{N_{az}}{N_{зак}^{max}} \rightarrow 1, \quad (18)$$

де $\eta_{вик}$ – коефіцієнт використання тягової потужності енергозасобу;

$$\eta_z = \frac{N_e}{N_e^H} \rightarrow 1, \quad (19)$$

де η_z – коефіцієнт завантаження двигуна енергетичного засобу; N_e – потужність двигуна енергетичного засобу для виконання технологічної операції, кВт.

Для розв'язання аналітичних задач цього напрямку потрібно:

- визначити значення необхідної потужності для роботи машинних агрегатів з робочою машиною в межах агротехнічно допустимого діапазону робочих швидкостей;

- розрахувати значення необхідної ефективної потужності двигуна трактора в межах агротехнічно допустимого діапазону робочих швидкостей;

- визначити значення експлуатаційної ваги трактора, яка формує умови достатнього зчеплення у природно-виробничих умовах;

- за наявними технічними характеристиками підібрати трактор, який задовольнятиме розрахункові значення отриманої потужності N_e та ваги G ;

- для вибраного трактора визначити швидкість $v_{N_{зак}^{max}}$ і максимальну тягову потужність $N_{зак}^{max}$ трактора для виробничих умов роботи машинного агрегату.

Для сівби зернових культур, у тому числі й озимого жита, у базовому сільськогосподарському підприємстві використовується посівний комплекс для прямого посіву Pöttinger Terrasem C6 (рис. 1).



Рис. 1. Посівний машинний агрегат для прямої сівби озимого жита на базі сівалки Pöttinger Terrasem C6

Fig. 1. Sowing machine aggregate for direct sowing of winter rye based on the Pöttinger Terrasem C6 planter

Універсальний посівний комплекс Terrasem може бути без зайвих затрат інтегрований у будь-яку концепцію обробітку ґрунту й сівби рядковим способом сільськогосподарських культур – мульчований посів чи традиційна технологія для умов базового підприємства.

Цей робочий комплекс переконає точним закладанням посівного матеріалу за допомогою сучасної паралелограмної навіски та дводискового надійного сошника «Дуал диск» з прикочувальним індивідуальним колесом, що забезпечує ефективне дотримання глибини посіву. Усе це гарантує унікальне високоякісне копіювання поверхні поля незалежно від виробничих умов та рівномірну глибину закладання мінеральних добрив і насіння.

За допомогою цього універсального посівного комплексу Pöttinger Terrasem C6, який поєднує в собі повноцінну дискову борону, якісний і ефективний коток-шасі та ідеальну зернову сівалку, за один прохід машинного агрегату виконується підготовка ґрунту, ущільнення та сівба з робочою шириною захвату 6 м.

Для отримання максимальної урожайності зернових культур фундаментом є оптимальний і якісний обробіток ґрунту (підготовка ґрунту). Основна вимога цього агротехнологічного прийому – підготовка рівномірного горизонту обробітку та якнайкраще перемішування його шарів. Дворядна ґрунтообробна дискова борона Pöttinger з надійним легким ходом підтримує й забезпечує найкраще розпушення, подрібнення та перемішування ґрунту.

В універсальних робочих посівних комплексах Terrasem комбінація спеціальних котків та елементів шасі забезпечує оптимальне зворотне ущільнення шару ґрунту. За рахунок оптимальної геометрії елементів навіски та короткої, уніфікованої, компактної бази під час сівби досягається покращена маневреність агрегату на розворотах, переїздах та під час транспортування. Кожен дводисковий сошник посівного комплексу, що формує посівне ложе для насіння, не потребує ретель-

ного обслуговування. Він має власну унікальну паралелограмну навіску. За кожним сошником посівного комплексу йде прикочувальне колесо, яке забезпечує точність глибини висіву посівного матеріалу.

Технічна характеристика посівного комплексу Pöttinger Terrasem C6 наведена в табл. 1.

Посівний комплекс прямого посіву зернових культур Pöttinger Terrasem C6, згідно з рекомендаціями заводу-виготовлювача, якісно виконує технологічний процес з робочою швидкістю в діапазоні 7...15 км/год залежно від виробничих та ґрунтових умов роботи і тракторів, з якими він скомплектований для агрегування. Агрегування цього посівного комплексу прямого посіву зернових культур Pöttinger Terrasem C6 рекомендується з тракторами потужністю 180...280 кВт (230...370 к. с.) згідно з технічною характеристикою.

Проведемо розрахунки щодо комплектування та обґрунтування режимів роботи машинних посівних агрегатів на базі посівного комплексу Pöttinger Terrasem C6. Режими роботи посівних машинних агрегатів обґрунтовувалися для виробничих і ґрунтових умов базового сільськогосподарського підприємства та вимог до проведення підготовки ґрунту і сівби озимого жита з використанням методики розрахунку та обґрунтування машинних агрегатів і режимів їх роботи.

У базовому сільськогосподарському підприємстві для агрегування посівного комплексу Pöttinger Terrasem C6, згідно з рекомендаціями щодо потужності (див. табл. 1), є трактори, які відповідають цим вимогам за потужністю: енергетичний засіб (трактор) New Holland T8.390 з потужністю 276 кВт.

Було проведено для обох тракторів розрахунки з обґрунтування складу машинних агрегатів і режимів їх роботи при прямому посіві озимого жита згідно з агротехнологічними вимогами і нормативами та методикою, запропонованою вище.

Таблиця 1. Технічна характеристика посівного комплексу Pöttinger Terrasem C6

Table 1. Technical characteristics of the sowing complex Pöttinger Terrasem C6

Показник посівного комплексу	Значення показника
Робоча ширина захвату	6 м
Довжина посівного комплексу	7,94 м
Ширина транспортування комплексу	3,0 м
Висота транспортування комплексу	3,0 м
Потреба в потужності трактора	180...280 кВт, 230...370 к.с.
Вага посівного комплексу	87,8 ... 122,84 кН

Під час аналітичного дослідження та моделювання зміни показників роботи посівного комплексу Pöttinger Terrasem C6 для прямої сівби в умовах Сумщини при використанні на сівбі озимого жита було проведено математичні розрахунки відповідно до представленої методики з використанням програмного пакета Microsoft Excel 2016.

Для розрахунків вихідні дані було використано на основі технічних характеристик тракторів New Holland T8.390 від компанії New Holland Agriculture, робочих машин Pöttinger Terrasem C6 від компанії Pöttinger та типових виробничих і ґрунтових умов Сумської області й представлено в табл. 2.

На основі технічних характеристик трактора і посівного комплексу та виробничо-ґрунтових умов виконання процесу і наводимо результати в табл. 2.

Аналітичні розрахунки значень показників роботи посівного машинного агрегату при вико-

нанні процесу прямого посіву озимого жита машинним агрегатом у складі енергетичного засобу (трактора) New Holland T8.390 та посівного комплексу для прямого посіву (сівалки) Pöttinger Terrasem C6 наводимо в табл. 3.

На основі розрахунків та їх результатів щодо обґрунтування режимів і показників роботи посівного машинного агрегату прямого посіву озимого жита в складі енергетичного засобу (трактора) New Holland T8.390 та посівного комплексу для прямого посіву (сівалки) Pöttinger Terrasem C6 можна зробити такі проміжні висновки, що за мінімально можливих значень показників роботи і виробничих умов при прямому посіві озимого жита максимально можлива робоча розрахункова швидкість становить 18,09 км/год, яка під час виконання операції обмежується якістю виконання роботи або агротехнічно допустимою швидкістю руху 13 км/год. За максимально можливих значень показників роботи і виробничих умов при прямому посіві озимого жита – 12,24 км/год.

Таблиця 2. Вихідні дані для посівного машинного агрегату New Holland T8.390+Pöttinger Terrasem C6
Table 2. Output data for the New Holland T8.390+Pöttinger Terrasem C6 sowing machine aggregate

Умови роботи.	Од. виміру	Позначення	Значення	
			min	max
Сільськогосподарська операція	-	-	прямий посів озимого жита	
Глибина сівби	см	h	3,00	6,00
Агрофон	-	-	стерня зернових колосових	
Схил поля (місцевості), рельєф	%	i	0,0	3,0
Енергетичний засіб		Од. виміру	Позначення	
Марка енергетичного засобу	-	-	New Holland T8.390	
Колісна формула енергетичного засобу	-	-	4К4	
Номінальна ефективна потужність двигуна	кВт	Ne _н	276	
Номінальна частота обертання колінчастого валу	об/хв	n _д	2000	
Питома витрата палива двигуна	г/кВт*год	q _{ен}	210,0	
Експлуатаційна вага енергетичного засобу	кН	G _{тр}	113,2	
Механічний КПД трансмісії енергетичного засобу	-	η _м	0,915	
Допустимий коефіцієнт буксування	%	δ _{доп}	15,0	
Коефіцієнт використання зчпної ваги енергетичного засобу	-	λ	1,00	
Коефіцієнт зчеплення рушії енергетичного засобу з ґрунтом	-	μ	0,85	
Коефіцієнт опору коченню енергетичного засобу	-	f	0,07	
Робоча машина		Од. виміру	Позначення	
Посівний комплекс	-	-	Vaderstad Tempo L16	
Питомий тяговий опір рихлення ґрунту	кН/м	k _{гр}	3,0	4,5
Питомий тяговий опір висіву насіння і добрив	кН/м	k _{с-д}	2,0	2,5
Питомий тяговий опір заробляючого колеса	кН/м	k _{зк}	0,5	0,7
Питомий тяговий опір вирівнювання	кН/м	k _в	0,3	0,5
Конструктивна ширина захвату	м	B _м	6,00	
Експлуатаційна вага робочої машини	кН	G _м	87,8	
Діапазон агротехнічно допустимих швидкостей руху	min	км/год	V _{min}	8,0
	max	км/год	V _{max}	13,0
Кількість механізаторів для виконання технологічної операції	люд	n _м	1,0	

Таблиця 3. Результати розрахунків показників роботи посівного машинного агрегату New Holland T8.390 + Pöttinger Terrasem C6

Table 3. Results of calculations of the operation indicators of the sowing machine aggregate New Holland T8.390 + Pöttinger Terrasem C6

Показники	Од. виміру	Позначення	Значення		
			min	max	
Тягова (корисна) потужність енергетичного засобу	min	кВт	$N_{д\min}^п$	197,05	189,50
	max	кВт	$N_{д\max}^п$	186,04	173,78
Тягова потужність, яка залежить від зчіпних властивостей енергозасобу	min	кВт	$N_{кр\min}^м$	158,33	150,79
	max	кВт	$N_{кр\max}^м$	280,97	268,70
Тяговий опір агрегату	кН	$R_{ар}$		34,80	51,83
Необхідна тягова потужність для роботи агрегату	min	кВт	$N_{ар\min}$	77,33	115,19
	max	кВт	$N_{ар\max}$	125,67	187,18
Рациональна швидкість агрегату	км/год	$V_{роз}$		18,09	12,24
Потужність, яка необхідна для роботи агрегату	кВт	Ne_p		174,85	176,18
Коефіцієнт використання тягової потужності	-	$\eta_{вик}$		0,89	0,93
Тяговий КПД енергетичного засобу	-	η_T		0,63	0,64
Максимально можливий тяговий КПД енергетичного засобу	-	$\eta_{T\max}$		0,71	0,69
Ефективну потужність двигуна енергетичного засобу	кВт	Ne		253,52	253,82
Коефіцієнт завантаження двигуна	-	$\eta_{зав}$		0,92	0,92
Розрахункова продуктивність агрегату за один час «чистої» роботи	га/год	W		10,85	7,34
Розрахункову витрату палива (питому) на одиницю виконаної роботи	кг/га	q_p		4,91	7,26
Питомі енерговитрати	мДж/га	$\Sigma_v^{г\alpha}$		209,47	310,00
Питомі витрати праці	люд*год/га	$H_v^{г\alpha}$		0,09	0,14

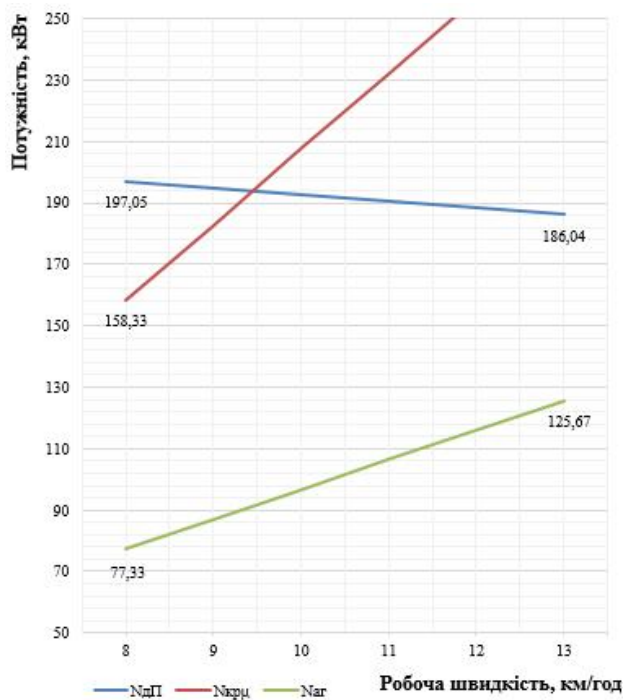


Рис 2. Графік зміни потужності при «min» значеннях показників роботи агрегату New Holland T8.390 + Pöttinger Terrasem C6

Fig. 2. The graph of power change at «min» values of the operation indicators of New Holland T8.390 + Pöttinger Terrasem C6

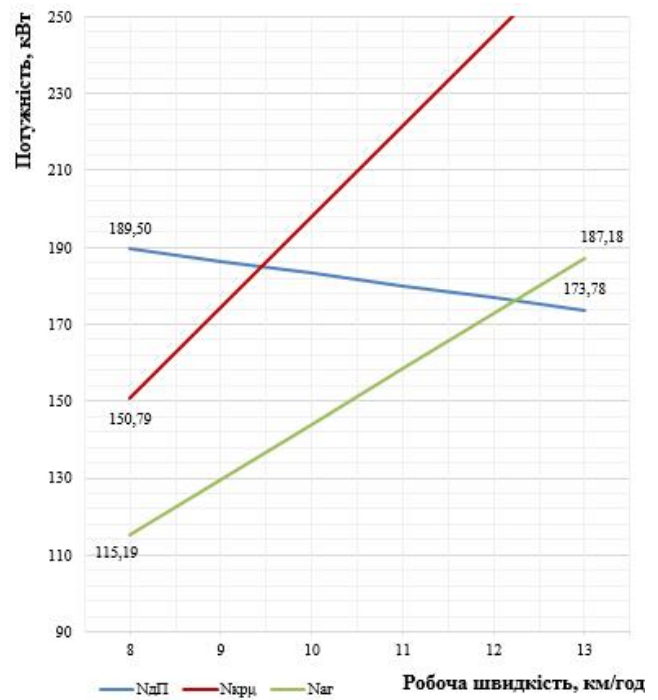


Рис 3. Графік зміни потужності при «max» значеннях показників роботи агрегату New Holland T8.390 + Pöttinger Terrasem C6

Fig. 3. The graph of power change at «max» values of the operation indicators of New Holland T8.390 + Pöttinger Terrasem C6

При цьому техніко-експлуатаційні показники становлять відповідно:

- продуктивність агрегату 10,85 га/год і 7,34 га/год;

- погектарна витрата палива 4,91 кг/га і 7,26 кг/га;

- питомі затрати праці 0,09 люд-год/га і 0,14 люд-год/га.

Ілюстративне відображення (графіки) результатів розрахунків показників роботи посівного машинного агрегату наведено на рис. 2 і 3.

Наведені графіки зміни потужності при виконанні прямого посіву озимого жита при «min» і «max» показниках роботи агрегату New Holland T8.390 + Pöttinger Terrasem C6 ілюстративно відображають результати розрахунків показників роботи посівного машинного агрегату.

Висновки. Проведеними аналітичними дослідженнями роботи посівного машинного агрегату було встановлено таке:

1. Раціональність використання машинних агрегатів для виконання прямого посіву озимого жита на базі посівного комплексу Pöttinger Terrasem C6 для ґрунтово-виробничих умов базового сільськогосподарського підприємства залежить від оптимального підбору енергетичного засобу. На основі результатів розрахунків техніко-експлуатаційних показників можна зробити висновок, що для забезпечення оптимальних показників машинного агрегату для прямої сівби озимого жита на базі посівного комплексу Pöttinger Terrasem C6 рекомендованим є енергетичний засіб (трактор) New Holland T8.390, при цьому раціональна робоча швидкість залежно від ґрунтово-кліматичних умов роботи перебуватиме в межах від 12,24 км/год до верхньої межі якісного виконання процесу сівби та досягатиме максимального значення 18,09 км/год за потужністю трактора, яке може під час виконання операції обмежуватися відповідно до якості виконання роботи або агротехнічно допустимого значення швидкості руху 13 км/год.

2. Обґрунтування раціонального діапазону допустимих робочих швидкостей посівного машинного агрегату на базі посівного комплексу для прямої сівби Pöttinger Terrasem C6 дає змогу підвищити техніко-експлуатаційні показники роботи обґрунтованих посівних машинних агрегатів, а також скоротити витрати неоновлюваних ресурсів під час виконання прямої сівби в технологіях виробництва продукції зернових культур.

3. Обґрунтування та підбір раціонального діапазону допустимих робочих швидкостей роботи машинних агрегатів для прямого посіву озимого жита залежить від врахування природно-виробничих умов аграрних підприємств.

Бібліографічний список

1. Господаренко Г. М., Єщенко В. О. Система технологій в рослинництві: навч. посіб. Умань: СПД Сочинський, 2008. 368 с.
2. Горячкин В. П. Собрание сочинений: в 3 т. Москва: Колос, 1965. Т. 1. 720 с.
3. Діденко М. К. Експлуатація машинно-тракторного парку: підручник. Вид. 5-те., перероб. і допов. Київ: Вища шк., 1983. 447 с.
4. Експлуатація машин і обладнання: навчально-методичний комплекс / І. М. Бендера та ін. Кам'янець-Подільський: ФОП Сисин Я. І., 2013. 576 с.
5. Карабаницкий А. П., Чеботарев М. И. Комплектование энергосберегающих машинно-тракторных агрегатов: учеб. пособие. Краснодар: КубГАУ, 2012. 97 с.
6. Лихочвор В. В. Рослинництво. Технології вирощування сільськогосподарських культур: навч. посіб. Вид. 2-ге, випр. Київ: Центр навч. літ., 2004. 808 с.
7. Марченко В. В. Механізація технологічних процесів у рослинництві. Київ: Кондор, 2007. 334 с.
8. Маслов Г. Г., Карабаницкий А. П., Палипин А. В. Основные принципы комплектования машинно-тракторных агрегатов: метод. указания. Краснодар: КубГАУ, 2012. 60 с.
9. Оптимізація комплексів машин і структури машинного парку та планування технічного сервісу: навч. посіб. / І. І. Мельник та ін. Київ: ВВЦ НАУ, 2004. 151 с.
10. Пастухов В. І. Довідник з машиновикористання в землеробстві: навч. посіб. Харків: Веста, 2001. 344 с.
11. Практикум із машиновикористання в рослинництві: навч. посіб. / А. С. Лімонт та ін. Київ: Кондор, 2004. 284 с.
12. Свищевский Б. С. Эксплуатация машинно-тракторного парка: учеб. пособие. Москва: Сельхозгиз, 1958. 660 с.
13. Барабаш Г. І., Таценко О. В. Методичні підходи до визначення техніко-експлуатаційних показників використання посівних комплексів. *Вісник Сумського національного аграрного університету. Серія «Механізація та автоматизація виробничих процесів»*. 2017. № 10 (32). С. 68-72.
14. Барабаш Г. І., Таценко О. В. Аналітичне дослідження та порівняльна оцінка використання посівних комплексів. *Вісник Сумського національного аграрного університету. Серія «Механізація та автоматизація виробничих процесів»*. 2017. № 10(32). С. 55-60.
15. Таценко О. В. Обґрунтування показників роботи посівного комплексу ALCOR 7,5 для умов Сумщини. *Вісник Сумського національного аграрного університету. Серія «Механізація та автоматизація виробничих процесів»*. 2018. № 10 (34). С. 76-80.
16. Таценко О. В. Обґрунтування показників роботи дискової борони-луцильника «Дукат-4» для умов Сумщини. *Вісник Сумського національного аграрного університету. Серія «Механізація та автоматизація виробничих процесів»*. 2018. № 10 (34). С. 54-60.
17. Таценко О. В., Мартинюк А. В., Курської В. С. Аналітичне дослідження та обґрунтування показників роботи польового культиватора «FLORIN» для виробничих умов. *Інженерія природокористування*. 2020. № 2(16). С. 99-106. doi: 10.37700/enm.2020.2(16).99-106.

Стаття надійшла 27.07.2022

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРОСІЮВАННЯ ЗЕРНА НА ВІБРОРЕШІТНОМУ ЕЛЕКТРОСЕПАРАТОРІ

Олексій Швець, к. т. н., Петро Коруняк, к. т. н.

*Львівський національний університет природокористування,
вул. Володимира Великого, 1, м. Дубляни, Львівський р-н, Львівська обл., Україна,
e-mail: opshvets@yahoo.com; petrokorunyak@gmail.com*

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2022.26.064>

Швець О., Коруняк П. Підвищення ефективності просіювання зерна на віброрешітному електросепараторі

Одним із шляхів покращання умов проходження компонентів продовгуватої форми (овес, пшениця, ячмінь, жито та ін.) крізь отвори решіт є створення над ними електростатичного поля. Теоретично існує деяке початкове значення напруженості електричного поля, за якого насінина почне орієнтуватися в ньому. Оптимальним буде таке значення напруженості, за якого ступінь орієнтування насінин на коливному в поздовжньому напрямі решітці буде максимальним (коли їх поздовжня вісь буде перпендикулярною до решітці).

У праці описані результати дослідження процесу розділення сумішей зернових культур на віброрешітному електросепараторі та обґрунтування оптимальних параметрів напруженості електричного поля E й амплітуди коливань A решітці сепаратора.

Результати експериментальних досліджень показали, що вплив електричного поля на насінини різних культур є неоднаковим. Найменше він проявляється на насінні пшениці, оскільки кількість зорієнтованих в електричному полі насінин становила близько 50 %. Для насіння ячменю значення досліджуваного показника становило 65 %. Максимальний відсоток зорієнтованих насінин вівса за максимальної напруженості електричного поля над решіткою 6,67 кВ/см становив близько 80 % насінин.

Встановлено, що зі збільшенням напруженості електричного поля відсоток зорієнтованих насінин зростає. Це, своєю чергою, впливає на інтенсивність його просіювання крізь решітці. За умови збільшення напруженості електричного поля до максимального значення вміст прохідної фракції пшениці у східній фракції зменшувався на 20...23 %, ячменю – на 20...30 %, вівса – на 47 %.

Оптимальними параметрами роботи віброрешітного електросепаратора під час обробки зернових культур будуть напруженість електричного поля в робочій зоні сепарування $E = 5...6,5$ кВ/см та амплітуда коливання решітці дослідного зразка сепаратора $A = 1...1,5$ мм.

Ключові слова: насіння зернових культур, сепарування, вібраційний решітний електросепаратор, електричне поле, ефективність просіювання.

Shvets O., Koruniak P. Increasing the efficiency of grain sieving on a vibrating sieve electric separator

One of the ways to improve the conditions for the passage of elongated components (oats, wheat, barley, rye, etc.) through the holes of the sieves is to create an electrostatic field above them. Theoretically, there is a certain initial value of the intensity of the electric field, at which the seed will start to orient itself in it. The optimum tension value will be the one at which the degree of orientation of the seeds on the oscillating sieve in the longitudinal direction will be maximum (when their longitudinal axis will be perpendicular to the sieve).

The paper describes the results of the study of the process of separation of mixtures of grain crops on a vibrating sieve electric separator and the justification of the optimal parameters of the electric field intensity E and the amplitude of oscillations A of the separator sieve.

The paper describes the results of the study of the process of separation of mixtures of grain crops on a vibrating sieve electric separator and the justification of the optimal parameters of the electric field intensity E and the amplitude of oscillations A of the separator sieve. The results of experimental studies showed that the effect of the electric field on the seeds of different crops is not the same. It manifests itself least on wheat seeds, since the number of seeds oriented in the electric field was about 50 %. For barley seeds, the studied indicator had a value of 65 %. The maximum percentage of oriented oat seeds at the maximum intensity of the electric field over the sieve of 6.67 kV/cm was about 80 % of the seeds. It was found that with an increase in the intensity of the electric field, the percentage of oriented seeds increases. This also affects the intensity of its sifting through the sieve. When the intensity of the electric field increased to the maximum value, the content of the sifted fraction of wheat in the eastern fraction decreased by 20...23 %, barley – by 20...30 %, oats – by 47 %. The optimal operating parameters of the vibrating screen electric separator during the separation of grain crops will be the electric field strength in the working zone of separation $E = 5...6.5$ kV/cm, and the amplitude of vibration of the screen of the experimental sample of the separator $A = 1...1.5$ mm.

Key words: seeds of grain crops, separation, vibrating grid electric separator, electric field, sieving efficiency.

Постановка проблеми. Серед існуючих способів сортування насіння найбільш суттєвими недоліками зерноочисних машин загального та спеціального призначення є невелика їх продуктивність, низька якість отриманого насіння, труднощі в інтенсифікації процесу сортування, зумовлені повільним рухом робочих органів [6; 15]. Їх низька технологічна ефективність зумовлена ще й тим, що принцип розділення в них ґрунтується на різниці лише окремих властивостей насіння.

Нині все ширше застосування знаходять насіннеочисні машини, які дають змогу розділяти компоненти зернових сумішей за комплексом їх фізико-механічних властивостей.

Найпоширенішими у виробництві є решітні зерноочисні машини, на яких зерно розділяють на фракції за геометричними параметрами, а саме шириною і товщиною. У конструкціях цих машин застосовують решета з круглими, прямокутними та іншими отворами. Через круглі отвори решіт можуть проходити тільки ті компоненти суміші, ширина яких менша за діаметр отвору решета. При цьому їх товщина і довжина не впливають на процес розділення. Для розподілу компонентів насінневої суміші за їх шириною решета підбирають з такими отворами, щоб крізь них проходили зерна другого сорту або домішки (прохід), а зерна першого сорту сходили з поверхні решета (схід) [1; 5; 6; 8].

Робочі розміри отворів решіт вибирають залежно від розмірів зерен вихідної зернової суміші і вимог, які ставляться до оброблюваного матеріалу. Крім того, решета підбирають за необхідною точністю розподілу фракцій. Найчастіше вимоги до їх підбору виражаються обмеженням втрат (відходів), вираженим у відсотках, і обмеженням вмісту засмічувача в очищеному зерні [1; 4; 6; 13].

Одним з основних параметрів, які визначають ефективність роботи решета, є повнота розділення, яка встановлюється як відношення маси P частинок, що фактично проходять крізь решето, до маси дрібних частинок, які містяться у вихідному матеріалі. Показником високої якості поділу зернових сумішей можна вважати $\varepsilon = 0,8$; середньої – $\varepsilon = 0,65$, низької – $\varepsilon = 0,5$ [1; 13].

Для умов сучасного високопродуктивного сільськогосподарського виробництва не достатньо приймати середні значення показника якості поділу. На жаль, конструкція існуючих решітних насіннеочисних машин, їх кінематичні режими та рекомендації для обмеженої кількості культур не дають змоги покращити цей показник. Тому виникає необхідність пошуку новітніх способів розді-

лення зернових сумішей, розробки та дослідження роботи технічних засобів для їх реалізації.

Аналіз останніх досліджень і публікацій.

Під час сортування зерна на фракції застосовують машини, в яких основним робочим органом є решето. Для вібраційних решітних машин характерним є один із режимів вібраційного переміщення [16], а саме прямолінійні гармонічні коливання без підкидання. Такий режим використовують для розділення суміші на тонких штампованих решетах. Безперервний контакт із решетом збільшує ймовірність просіювання частинок з нижнього шару і зменшує динамічні навантаження на решето, що характерно для інтенсивного підкидання.

Одним зі шляхів підвищення ефективності роботи таких машин та покращання якості сепарування є підвищення показника якості розділення за рахунок забезпечення сприятливих умов проходження компонентів насінневої суміші крізь отвори решета. Перша основна умова проходження насінин крізь отвори – це підбір такого решета, розмір отворів якого (діаметр або ширина) більший за відповідний їх розмір [1; 3; 4; 6; 8–10]. Друга умова стосується швидкості переміщення насінин по решету, яка б забезпечувала можливість западання їх в отвори решета та проходження через них [3; 4; 9].

Ще одним зі шляхів покращання умов проходження компонентів продовгуватої форми (овес, пшениця, ячмінь, жито тощо) крізь отвори решіт є створення над ними електростатичного поля [2; 7; 17–21].

Коли насінина перебуває в електричному полі між двома електродами, одним з яких є решето сепаратора, на неї будуть діяти обертовий момент цього поля M_o , момент сили взаємодії поля із зарядженою насінною M_{F_n} , змінний момент сили інерції M_{F_i} . Сумарна дія цих моментів може долати опір моментів сили ваги M_{F_g} і сили дзеркального відображення M_{F_2} [19–20], які їм протидіють, і насінина (рис. 1) орієнтуватиметься (перекочуватиметься по поверхні решета) довгою віссю перпендикулярно площині решета.

Умова орієнтування насінини еліптичної форми має такий вигляд:

$$M_e + M_{F_1} \pm M_{F_i} > M_{F_T} + M_{F_2}. \quad (1)$$

Значення напруженості електричного поля E , за якого можливе орієнтування насінини, визначають з виразу [20]:

$$E \geq \frac{m \cdot a \cdot g \cdot K'_{M_1} + j \cdot K_3}{\varepsilon_0 \cdot \pi \cdot a^3 \cdot K'_e - K_1 \cdot K_{ел}}, \quad (2)$$

де a – довжина довшої осі насінини; m – маса насінини; ε_0 – електрична стала; j – прискорення сили тяжіння; K_3 – функція, яка характеризує зміну моменту сили інерції залежно від коефіцієнта сферичності насінини k , коефіцієнта симетрії центра тяжіння насінини ρ , фазового кута повороту кривошипа системи α від напрямку коливань за різних кутів γ нахилу більшої осі насінини до площини коливного решета; K'_{M1} – функція моменту сили ваги насінини; K'_e – функція обертового моменту електричного поля; K_1 – функція моменту сили взаємодії електричного поля із зарядженою насінинною; $K_{еп}$ – функція співвідношення сил F_1 і F_2 .

Або

$$E \geq \frac{m \cdot g}{\varepsilon_0} \cdot \frac{K_{ем}}{a}, \quad (3)$$

де $K_{ем}$ – електромеханічна функція орієнтування насінини (яка визначає напруженість, за якої вона орієнтується).

У праці [19] були отримані залежності $K_{ем}$ для насінин із різним коефіцієнтом сферичності. Їх аналіз свідчить, що існує деяке початкове значення напруженості електричного поля, за якого насінинка почне орієнтуватися в ньому. Оптимальним буде таке значення напруженості, за якого ступінь орієнтування насінин на коливному в поздовжньому напрямі решеті буде максимальним (коли їх поздовжня вісь буде перпендикулярною до решета).

Постановка завдання. Основною перешкодою для застосування віброрешітних електросепараторів у технологічному процесі сепарування зерна є відсутність рекомендацій щодо вибору необхідних режимів їхньої роботи, за яких би досягався необхідний ступінь орієнтування насінин на решеті. Тому основним нашим завданням було дослідити вплив накладання електричного поля на орієнтування насінин, а отже, й на ефективність їх просіювання крізь отвори решета сепаратора.

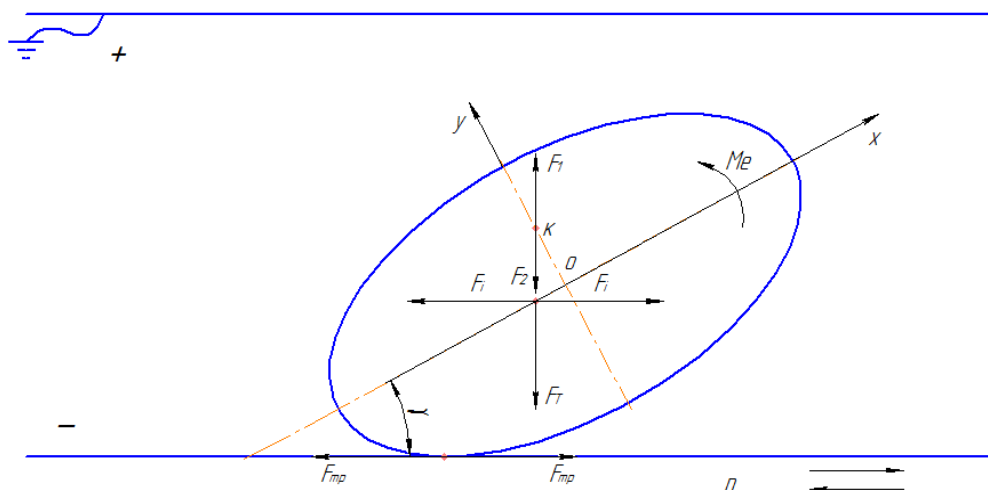


Рис. 1. Схема сил і моментів, які діють на заряджену насінинку зі зміщеним центром тяжіння, яка знаходиться на коливній в електричному полі площині

Fig. 1. Scheme of forces and moments that act on a charged seed with a shifted center of gravity, which is located on a plane oscillating in an electric field

Виклад основного матеріалу. Інтенсивність роботи сепаратора і повнота сепарування вихідного продукту залежать від фізико-технологічних властивостей матеріалу та умов робочого процесу решітного сепарування.

Для оцінки технологічної ефективності роботи решітного сепаратора використовують критерії, які характеризують сепарувальну здатність решета за величиною видалення прохідної $E_{п}$ або східної E_c фракції:

$$E_{п} = \Pi_{\phi} / \Pi_{д} = (\Pi - H_c) / (\Pi - H_c + H_{п}) = 1 / (1 + H_{п} / (\Pi - H_c)); \quad (4)$$

$$E_c = C_{\phi} / C_{д} = (C - H_{п}) / (C - H_{п} + H_c) = 1 / (1 + H_c / (C - H_{п})), \quad (5)$$

де $\Pi_{д}$ і Π_{ϕ} – дійсний вміст прохідного продукту в матеріалі і фактичне його видалення за допомогою решета (при $\Pi_{д} > \Pi_{\phi}$); $C_{д}$ і C_{ϕ} – дійсний вміст сходу в матеріалі і фактичне його видалення решетом (при $C_{д} > C_{\phi}$); $\Pi_{д} - \Pi_{\phi} = H_{п}$ і $C_{д} - C_{\phi} = H_c$ – недосіви проходу і сходу продукту під час сепарування

вихідного матеріалу; $\Pi_{\phi} + H_c = \Pi + C_{\phi} + H_{\Pi} = C -$ сумарний вихід проходу і сходу.

У нашому випадку оцінку ефективності роботи сепаратора виконували за вмістом прохідної фракції у східній фракції:

$$K_c = \frac{H}{C}. \quad (6)$$

Вказані вище критерії оцінки ефективності роботи сепаратора визначали для кожного з досліджуваних режимів під час сепарування зерна пшениці, ячменю та жита.

Метою проведення багатофакторного експерименту було дослідження процесу обробки сумішей зернових культур на віброрешітному електросепараторі та обґрунтування оптимальних параметрів його роботи. Регульованими параметрами експерименту були напруженість електричного поля E та амплітуда коливань A решета сепаратора. Результати багатофакторного експерименту дають змогу отримати картину впливу регулю-

ваних параметрів процесу, яку математично можна виразити такою рівністю:

$$K_c = f(E, A), \quad (7)$$

де K_c – вміст прохідної фракції зерна у східній фракції; E, A – відповідно значення напруженості електричного поля та амплітуди коливань решета.

Для досліджень використовували насіння пшениці, ячменю і вівса з вологістю 14 %, яке пройшло первинну і вторинну очистку на машинах з повітряно-решітними робочими органами. Ці види культур були вибрані з огляду на те, що їх насінини мають еліптичну форму, однак відрізняються за коефіцієнтом еліптичності, а отже, будуть по-різному поводитися в електричному полі.

Для виконання експериментальних досліджень процесу розділення зерна на віброрешітному електросепараторі використовували спеціально розроблену лабораторну експериментальну установку (рис. 2).

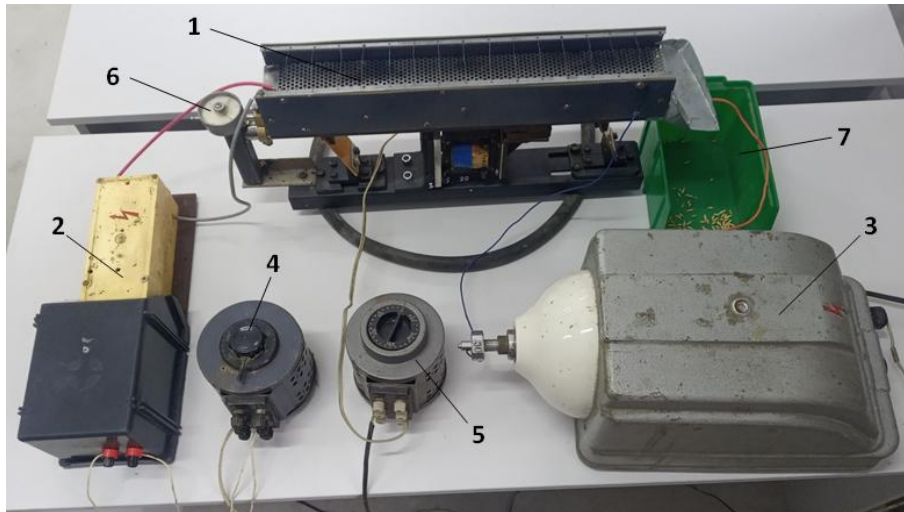


Рис. 2. Загальний вигляд дослідної лабораторної установки:

- 1 – віброрешітний електросепаратор; 2 – джерело високої напруги; 3 – кіловольтметр;
4, 5 – трансформатор-реостат; 6 – індикатор для вимірювання амплітуди коливань;
7 – приймач продуктів сепарування

Fig. 2. General view of the experimental laboratory installation:

- 1 – vibrating grating electric separator; 2 – high voltage source; 3 – kilo voltage meter;
4, 5 – rheostat transformer; 6 – indicator for measuring the amplitude of oscillations;
7 – receiver of separation products

За її основу було взято одномасний вібротранспортер з електромагнітним приводом [12]. Для забезпечення процесу розділення зерна на його лотку було змонтовано сепарувальний робочий орган зі системою електродів для створення в робочій зоні сепаратора електричного поля.

Результати досліджень впливу напруженості електричного поля в робочій зоні віброрешітного

електросепаратора (між решетом та електродом) наведені на рис. 3.

Під час досліджень до уваги брали лише ті насінини, які змінили своє положення відносно горизонтального на кут, який перевищував 45° .

Аналізуючи криві, наведені на рис. 3, бачимо, що вплив електричного поля на насінини різних культур є неоднаковим. Найменше він прояв-

ляється на насінні пшениці, оскільки за максимального значення напруженості поля кількість зорієнтованих насінин (коефіцієнт орієнтування) становила близько 50 %. Для насіння ячменю досліджуваний показник був більшим, ніж у попередньому досліді, у середньому на 15 %, а максимальне його значення становило 65 %.

Найбільше ефект орієнтування насінин довгою віссю перпендикулярно до площини решета проявляється під час проведення досліджень із насінням вівса. З рис. 3 видно, що інтенсивність його орієнтування в електричному полі була більшою порівняно з двома іншими культурами. Так, за зростання напруженості електричного поля до 5 кВ/см відсоток зорієнтованого насіння перевищив максимальні значення аналогічного параметра для пшениці та ячменю. Максимальний відсоток зорієнтованих насінин вівса за максимальної напруженості електричного поля над решетом 6,67 кВ/см становив близько 80 % насінин.

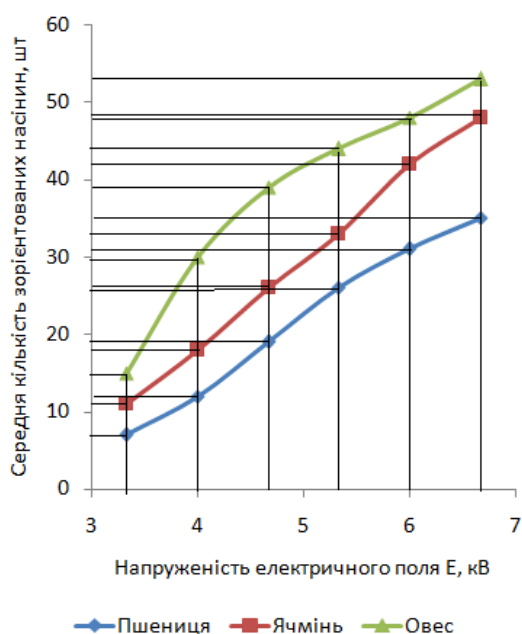


Рис. 3. Залежності орієнтування насінин досліджуваних культур від напруженості електричного поля
Fig. 3. Dependencies of the orientation of the seeds of the studied crops on the intensity of the electric field

Як показують результати досліджень, максимальне значення напруженості поля в робочій зоні електросепаратора дає змогу отримати максимальне орієнтування насінин довгою віссю перпендикулярно до площини решета та вздовж осі його отворів. Однак такі значення напруженості можуть призводити до ефекту утримування насінин у «підвішеному» стані і створення так званого

псевдозрідженого стану насінневої суміші на поверхні решета. Це, своєю чергою, перешкоджатиме просіюванню насінин крізь отвори, що є небажаним для сепарування. Тому наступним етапом досліджень було дослідження сукупного впливу напруженості електричного поля та параметрів процесу вібротранспортування насіння по решету на ефективність його просіювання та роботу сепаратора в цілому.

Оптимальні параметри роботи віброрешітного електросепаратора під час сепарування зерна визначали за залежностями вмісту прохідної фракції у сході насіння від параметрів процесу транспортування по решету, а саме амплітуди A коливання сепарувального вузла, за різних значень напруженості електричного поля E в зоні сепарування. Ці залежності представлені на рис. 4.

Аналізуючи рис. 4, можна зробити висновок, що електричне поле по-різному впливає на орієнтування зерна різних культур на поверхні решета сепаратора. Зі збільшенням напруженості поля відсоток зорієнтованих насінин зростає. Це, своєю чергою, впливає на інтенсивність його просіювання крізь решето. Так, під час сепарування зерна пшениці за умови збільшення напруженості електричного поля до максимального значення вміст прохідної фракції у східній фракції зменшувався на 20...23 % (див. рис. 4, а), під час сепарування ячменю – на 20...30 % (див. рис. 4, б), а під час обробки насіння вівса максимальна зміна досліджуваного показника сягала 47 % (див. рис. 4, в).

Під час проведення багатофакторного експерименту встановлено, що ефект орієнтування краще проявляється для насінин з більшою еліптичністю (зерна вівса) і менше для округліших насінин (зерно пшениці).

Значення амплітуди коливання сепарувального решета також впливає на інтенсивність його просіювання та вміст прохідної фракції у сході насіння. Для зерен пшениці і ячменю зі збільшенням амплітуди коливання ефект просіювання зростає. Це можна пояснити тим, що обертальний момент інерції, який отримували насінини, мав більші значення за максимальних амплітуд і допомагав насінині повернутись довгою віссю перпендикулярно до площини решета вздовж його отворів.

Що стосується впливу параметрів вібрації решета на процес сепарування вівса, то під час експериментальних досліджень встановлено, що зі збільшенням амплітуди до максимальних значень просіюваність зменшувалась і прохідна фракція насіння потрапляла у східну (див. рис. 4, в).

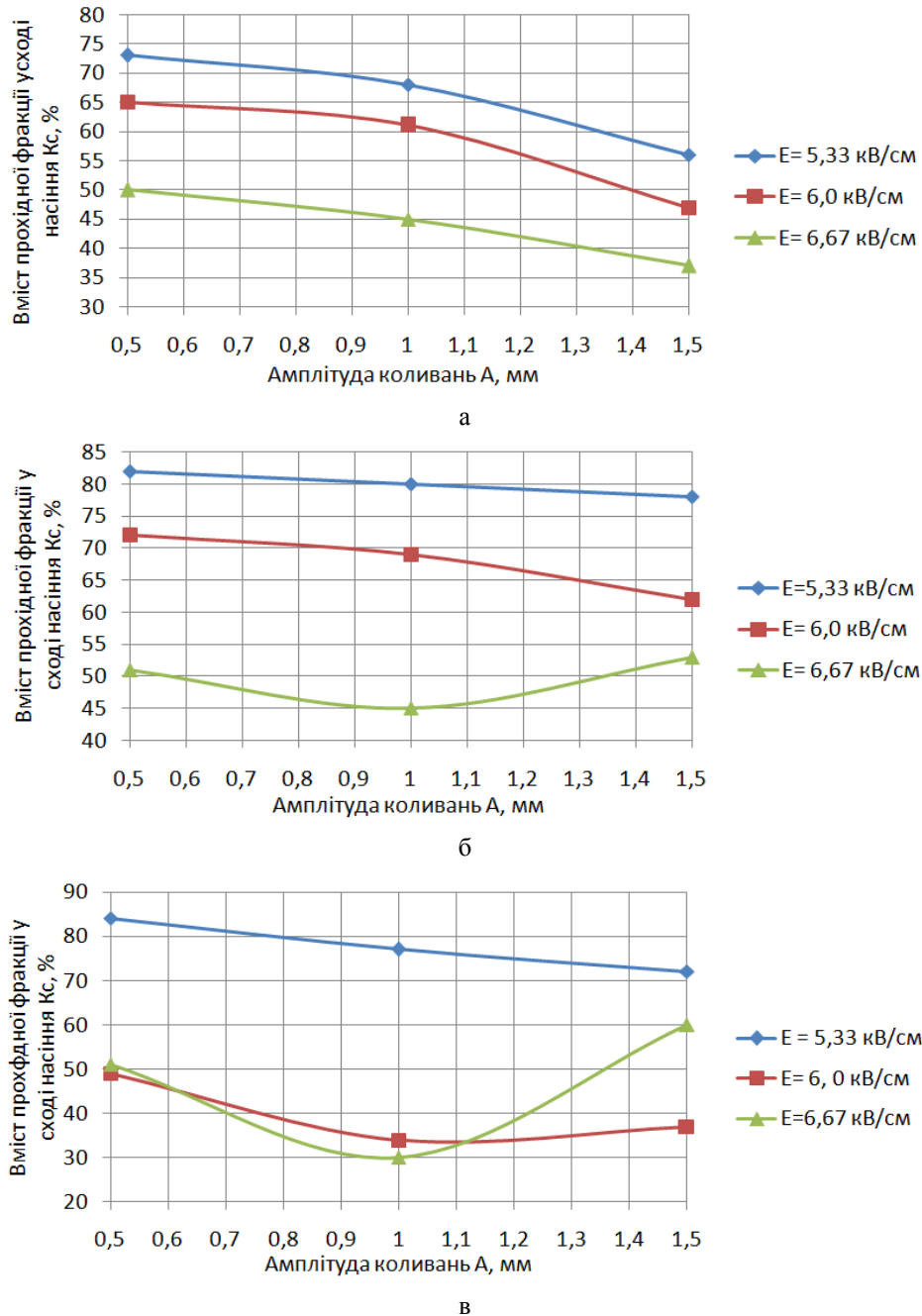


Рис. 4. Залежності вмісту прохідної фракції вівса у сході насіння:

а – пшениця; б – ячмінь; в – овес

Fig. 4. Dependencies of the content of the passable oat fraction in seed germination:

a – wheat; б – barley; в – oats

Висновки. Аналіз отриманих результатів свідчить про можливість підвищення ефективності просіювання зерна на решетах віброрешітних сепараторів та збільшення їх продуктивності загалом. Максимальний відсоток орієнтації насінин досягається за максимальної напруженості електричного поля над решетом, яка дорівнювала 6,67 кВ/см.

Оптимальними параметрами роботи віброрешітного електросепаратора під час обробки зернових культур буде напруженість електричного поля в робочій зоні сепарування $E = 5 \dots 6,5$ кВ/см та амплітуда коливання решета дослідного зразка сепаратора $A = 1 \dots 1,5$ мм. За таких умов потрапляння прохідної фракції в східну становить близько 30 %.

Бібліографічний список

1. Арнольд А. Э., Каменир Э. А., Лихачев Б. С. Обоснование технологической схемы разделения семян овса. *Механизация и электрификация сельского хозяйства*. 1987. № 12. С. 10-12.
2. Басов А. М. Электрозерноочистительные машины. Теория конструкций и расчёт. Москва: Машиностроение, 1986. 203 с.
3. Василенко П. М. Теория движения частиц по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин / УАСХН. Киев, 1960. 284 с.
4. Войтюк Д. Г., Яцун С. С., Довжик М. Я. Сільськогосподарські машини: основи теорії та розрахунку: навч. посіб. для студентів ВНЗ; за ред. Д. Г. Войтюка. Суми: Унів. кн., 2008. 543 с.
5. Гусев В. А., Дударев І. М., Токарчук М. В. Огляд конструкцій сепараторів сипких матеріалів. *Сільськогосподарські машини: зб. наук. статей*. Луцьк: Луцьк. НТУ, 2019. Вип. 42. С. 20-28.
6. Дринча В. М. Исследование сепарации семян и разработка машинных технологий их подготовки. Воронеж: НПО «МЭДОК», 2006. 384 с.
7. Єрмак В. П., Богданов Є. В., Ільченко А. А. Класифікація засобів сепарації та конструкцій машин для відбору насіння з високими посівними властивостями. *Збірник наукових праць Луганського національного аграрного університету*. 2012. № 35. С. 127-132.
8. Заїка П. М. Теорія сільськогосподарських машин. Очистка і сортування насіння. Харків: Око, 2006. Т. 3. 408 с.
9. Захаров Д. О. Електрофізичні методи обробки сільськогосподарської продукції: *метод. рекомендації*. Миколаїв: Миколаїв. НАУ, 2017. 39 с.
10. Зюлин А. Н. Исследование процесса сепарации зерна по длине частиц на решетном обогатителе к триеру: науч. отчет / ВИМ. Москва: ВИМ, 1977. 216 с.
11. Коруняк П., Боровець В., Шенбор В. Дослідження кутових коливань двомасових вібраційних машин. *Вісник Львівського національного аграрного університету. Агроінженерні дослідження*. 2010. № 14. С. 317-323.
12. 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*. Львів: ЛДСГІ, 1995. С. 40-43.
13. Косилов Н. И. Состояние и тенденции совершенствования зерноуборочных машин: учеб. пособие. Челябинск, 1983. 99 с.
14. Матвійчук В. А., Рубаненко О. Є., Стаднійчук І. П. Електротехнології в АПК: навч. посіб. Вінниця: Твори, 2020. 272 с.
15. Михайлов А. Д. Машини, агрегати та комплекси для післязбиральної обробки зерна і насіння. Харків: ХНТУСГ ім. П. Василенка, 2012. 78 с.
16. Пoviдайло В. О. Вібраційні процеси та обладнання. Львів: НУ «Львівська політехніка», 2004. 248 с.
17. Швець О., Барановський М. Дослідження можливості сепарування насіння райграсу пасовищного. *Вісник Львівського національного аграрного університету. Агроінженерні дослідження*. 2020. № 24. С. 63-68.
18. Швець О. П. Спосіб інтенсифікації процесу розділення зерна на решетах. *Вчені Львівського національного аграрного університету виробництву: каталог інноваційних розробок*. Львів: ЛНАУ, 2020. Вип. 20. С. 53.
19. Шмигель В. В. Ориентация семян в электростатическом поле. *Механизация и электрификация сельского хозяйства*. 1978. Вып. 3. С. 36-38.
20. Шмигель В. В. Характер движения частиц на колеблющемся электроде. *Механизация и электрификация сельского хозяйства*. 1979. Вып. 2. С. 36-37.
21. Електротехнологія / А. М. Басов, В. Г. Быков, А. В. Лаптев, В. Б. Файн. Москва: Агропромиздат, 1985. 256 с.

Стаття надійшла 14.07.2022

Розділ 4

ЕНЕРГЕТИКА АГРОПРОМИСЛОВОГО КОМПЛЕКСУ

УДК 004.43:621.381

МОДЕЛЮВАННЯ ФОТОЕЛЕКТРИЧНОЇ ПАНЕЛІ В СЕРЕДОВИЩІ LABVIEW

**Віталій Боярчук, к. т. н., Сергій Сиротюк, к. т. н., Валерій Сиротюк, к. т. н.,
Сергій Коробка, к. т. н., Вадим Пташник, к. т. н., Сергій Баранович, к. т. н.,
Роман Шеремета, к. т. н.**

*Львівський національний університет природокористування,
вул. Володимира Великого, 1, м. Дубляни, Львівський р-н, Львівська обл., Україна,
e-mail: ssyr@ukr.net*

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2022.26.071>

Боярчук В., Сиротюк С., Сиротюк В., Коробка С., Пташник В., Баранович С., Шеремета Р. Моделювання фотоелектричної панелі в середовищі LabVIEW

У праці здійснено опрацювання теоретичних основ та розробку комп'ютерної моделі фотоелектричної установки в середовищі LabVIEW. Теоретична модель ідеальної фотоелектричної панелі сформована на базі джерела струму з паралельним увімкненням діода. Для наближення цієї моделі до реальної в неї внесено опори послідовного та паралельного включення. Для врахування впливу на електричні параметри фотоелектричної панелі температури цей чинник відображений у моделі. Обґрунтовані характеристики фотоелектричної панелі щодо взаємозв'язку потоку сонячної радіації, струму та напруги становили теоретичну основу розробленої комп'ютерної моделі. Для дослідження вольт-амперної та вольт-потужнісної характеристик фотоелектричної панелі сформовані двокоординатні віртуальні осцилографи, які дозволяють у режимі зміни впливових чинників відстежити рівень їх впливу. Окремо для оцінки впливу на вихідні характеристики фотоелектричної панелі температури здійснено побудову двокоординатних віртуальних осцилографів, які відображають зміну вольт-амперної та вольт-потужнісної характеристик за рахунок цього впливу. Використання паспортних даних реальної фотоелектричної панелі дало змогу оцінити відповідність розробленої комп'ютерної моделі. Розроблена комп'ютерна модель дозволяє здійснювати дослідження впливу рівня сонячної радіації, температури та режиму відбору енергії на вихідні параметри фотоелектричної панелі в широкому діапазоні зміни впливових чинників. Зокрема, дослідження комп'ютерної моделі фотоелектричної установки проілюстроване в умовах змінного рівня потоку сонячної радіації за сталої температури при змінному навантаженні, а також за сталого рівня потоку сонячної радіації за змінної температури з відповідною зміною навантаження. Ця комп'ютерна модель є складовою частиною експертної системи комп'ютерного моделювання режимів роботи засобів комплексного перетворення відновлюваних джерел енергії у теплову та електричну.

Ключові слова: комп'ютерне моделювання, фотоелектрична панель, прикладне програмне забезпечення, середовище LabVIEW.

Boiarchuk V., Syrotiuk S., Syrotiuk V., Korobka S., Ptashnyk V., Baranovych S., Sheremeta R. Simulation of a photovoltaic panel in the LabVIEW environment

The work presents theoretical fundamentals and the computer model of a photovoltaic unit developed in the LabVIEW environment. The theoretical model of a perfect photovoltaic panel is composed on the basis of power source with the diode parallel connection. To maximum approach the model to a real one, it is supplemented with supporters of serial and parallel connection. To consider the impact of temperature on the electric parameters of the photovoltaic panel, that factor is included in the model. The justified characteristics of the photovoltaic model in terms of relations between the solar radiation flux, current and voltage have created a theoretical basis of the developed computer model. To study the volt-ampere and volt-power characteristics of the photovoltaic panel, the authors composed virtual two-coordinate oscillographs which monitor the impact of influencing factors during their change. To assess the impact of temperature on the initial characteristics of the photovoltaic panel, the authors composed virtual two-coordinate oscillographs which demonstrate changes of the volt-ampere and volt-power characteristics due to the impact. Using the passport data of a real photovoltaic panel, the researchers can assess conformity of the composed computer model. The presented computer model enables studying the impact of the solar radiation level, temperature and the mode of energy drawing on the initial parameters of the photovoltaic panel under a wide range of the influencing factors change. In particular, the computer model of the photovoltaic unit is demonstrated in the conditions of variable solar radiation flux under a permanent temperature and alternating load, as well as under a permanent level of the solar radiation flux and alternating temperature with the corresponding change of load. The presented computer model is a constituent of the expert system of computer simulation of the operation modes of the means of complex transformation of renewable sources of energy into the thermal and electric power.

Key words: computer simulation, photovoltaic panel, application software, the LabVIEW environment.

Постановка проблеми. Дослідження параметрів засобів відновлюваної енергетики в режимі реального часу зіштовхується з проблемою нерегулярності надходження на сприймальну поверхню відповідного джерела енергії, що утруднює процес обробки даних, потребує розробки спеціальних алгоритмів усунення стохастичного впливу потоків енергії, а також знижує достовірність отриманих результатів. Застосування комп'ютерного моделювання енергетичних засобів та систем дає змогу суттєво спростити і знизити вартість таких вишукувальних робіт. Комп'ютерне моделювання є потужним інструментом дослідника, оскільки дає змогу в емпіричній формі представити основні функціональні властивості досліджуваного об'єкта, а також за рахунок введення в розроблену модель додаткових елементів дослідити їх вплив на основні показники, у тому числі й безруйнівного впливу в разі застосування критичних умов експлуатації засобів.

Сонячна електроенергетика, яка базується на використанні фотоелектричних панелей, особливо потребує теоретичного і комп'ютерного моделювання, оскільки нерегулярність потоку сонячного випромінювання є доволі значною. Крім того, на режим роботи фотоелектричних установок впливає значна кількість чинників: рівень хмарності, період року, кутові характеристики поточного розміщення Сонця на небосхилі тощо [19].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Огляд літературних джерел засвідчив значний інтерес дослідників до теми моделювання фотоелектричних панелей. Дослідження характеру зміни електричних показників фотоелектричного модуля під впливом зовнішніх чинників є важливим для пошуку раціональних алгоритмів відбору виробленої енергії.

Є достатня кількість програмних засобів, які дозволяють виконати моделювання та аналіз режимів роботи фотоелектричної установки. До них можна віднести Solar Pro, PV-Design Pro, PV-Spice, PV CAD та ін. [3; 18]. Однак більшість із них є достатньо дорогими ліцензійними програмами, які зазвичай недоступні для дослідників.

Як варіант є доцільність у розробці комп'ютерних моделей з використанням доступних пакетів, які зазвичай є в розпорядженні некомерційних дослідників. До них можна зарахувати пакети Matlab/Simulink, Proteus, LabVIEW тощо. Застосування зазначених програмних засобів дає змогу відносно швидко й точно виконати побудову моделей та їх дослідження, які, однак, потребу-

ватимуть експериментальної перевірки в реальних умовах.

Зокрема, у працях [1; 4; 5; 9; 12; 13; 15] здійснено розробку та дослідження фотоелектричних панелей у середовищі Matlab/Simulink. Також у Matlab моделювання здійснюють із використанням додаткових субмодулів «PV Systems Toolbox» [4], інструментів Sim-Electronics та бібліотек Simscape [5]. Для оцінки впливу навколишнього середовища на режими роботи фотоелектричних панелей у розроблювані моделі зазвичай вносять доповнення, які відображають, наприклад, температурний вплив тощо. Окремі дослідники здійснюють моделювання режимів роботи фотоелектричних панелей у програмному середовищі Proteus [10; 20]. Також для моделювання фотоелектричних панелей та установок на їх основі застосовують такий потужний програмний комплекс, як LabVIEW [11; 14], який серед іншого використовується для моніторингу фотопанелей в умовах реальної експлуатації. Нами також було використано програмний комплекс LabVIEW для розробки й дослідження контролера керування режимами роботи вітроелектричної установки з використанням інструментарію Fuzzy-Logic [2].

Крім наукових цілей, здійснюється розробка комп'ютерних моделей фотоелектричних панелей і для навчального використання, що дозволяє гнучко підійти до процесу дослідження засобів перетворення відновлюваних джерел енергії в мінливому потоці [6].

Постановка завдання. Зазвичай моделювання сонячних електроустановок здійснюється в середовищі Matlab/Simulink, Proteus тощо, однак моделювання в середовищі LabVIEW має ширші функціональні можливості, зокрема й можливості нарощування доповненнями, організації процесу дослідження з використанням реальних фотоелектричних панелей, моніторингу режимів їх роботи, формування гібридних енергетичних систем з використанням засобів інших відновлюваних джерел енергії в режимі реального масштабу часу. Побудова комплексної системи дослідження та моніторингу режимів роботи енергетичного обладнання відновлюваної енергетики потребує створення низки комп'ютерних моделей, які будуть складовими цієї системи і взаємодія яких є предметом подальших досліджень. У даному випадку розробка комп'ютерної моделі фотопанелі розглядається як перший етап щодо створення експертної системи дослідження засобів відновлюваної енергетики.

Виклад основного матеріалу. Традиційно сонячна фотоелектрична панель представляється у вигляді ідеального сонячного елемента, який є джерелом струму і який запаралелений діодом (рис. 1).

Відповідно до першого закону Кірхгофа вихідний струм ідеальної фотоелектричної панелі без врахування наявних опорів можна визначити так:

$$I = I_{ph} - I_d, \quad (1)$$

де I_{ph} – фотострум, А; I_d – зворотний струм діода, А.

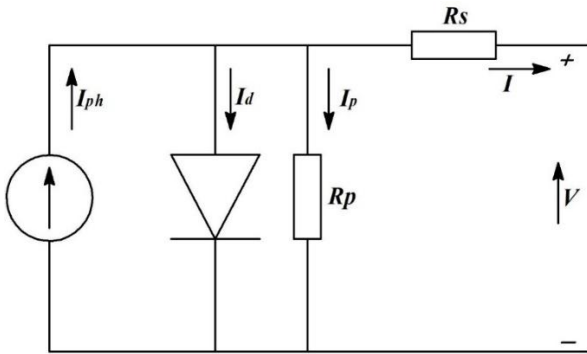


Рис. 1. Еквівалентна схема фотоелектричної панелі
Fig. 1. Equivalent circuit of a photovoltaic panel

З теорії напівпровідників можна записати спрощене рівняння вольт-амперної характеристики сонячної фотоелектричної панелі за формулою [4; 7; 8; 16; 17]:

$$I_d = I_s \left[\exp\left(\frac{qV_{oc}}{N_s K A T_o}\right) - 1 \right], \quad (2)$$

де I_s – зворотний струм, А; q – заряд електрона, Кл; V_{oc} – напруга розімкненого кола, В; N_s – кількість фотоелементів, що з'єднані в послідовний ланцюг, од.; K – стала Больцмана, Дж/°К; A – коефіцієнт ідеальності діода; T_o – температура фотоелектричної панелі, °К.

До реальної еквівалентної схеми фотоелектричної панелі слід додати послідовний (R_s) та паралельний, або шунтовий, (R_p) опори, які були проігноровані в ідеальній схемі. Ці параметри насправді мають вплив на характеристики фотопанелі. Перший із них вказує на внутрішні втрати в напівпровідниковому матеріалі, а другий – на перетікання зарядів у зворотному напрямі.

З урахуванням присутності послідовного та паралельного опорів зворотний струм напівпровідника можна подати у вигляді

$$I_d = I_s \left[\exp\left(\frac{q(V + IR_s)}{N_s K A T_o}\right) - 1 \right]. \quad (3)$$

Відповідно до цього рівняння струму фотопанелі (3) може бути записане так:

$$I = I_{ph} - I_s \left[\exp\left(\frac{q(V + IR_s)}{N_s K A T_o}\right) - 1 \right]. \quad (4)$$

У випадку паралельного приєднання фотопанелей у масиві рівняння струму матиме такий вигляд:

$$I = N_p \cdot I_{ph} - N_p \cdot I_s \left[\exp\left(\frac{q(V + IR_s)}{N_s K A T_o}\right) - 1 \right]. \quad (5)$$

Потрібно врахувати й те, що фотострум панелі є пропорційний падаючому потоку. Окрім того, він не залежить від напруги, тобто лінійно залежить від інтенсивності сонячного випромінювання. Також на вихідний фотострум має вплив температура фотопанелі. Вказаний взаємозв'язок струму короткого замикання, параметрів рівня сонячного випромінювання та температурний режим роботи відображає така формула:

$$I_{ph} = [I_{sc} + K_i(T_o - T_r)] \cdot \frac{G}{G_{ref}}, \quad (6)$$

де I_{sc} – струм короткого замикання, А; K_i – температурний коефіцієнт струму короткого замикання, %/°С; T_r – нормативна температура фотопанелі за стандартом STC, °С; G та G_{ref} – поточна та нормативна інтенсивність сонячного випромінювання, Вт/м².

Крім того, важливими параметрами, які характеризують фотоелектричну панель, є зворотний струм насичення I_{rs} і струм насичення I_s , які розраховуються зі взаємозалежних рівнянь:

$$I_{rs} = \frac{I_{sc}}{\left[\exp\left(\frac{qV_{oc}}{N_s K A T_o}\right) - 1 \right]}, \quad (7)$$

$$I_s = I_{rs} \left[\frac{T_o}{T_r} \right]^3 \exp \left[\left(\frac{qE_g}{AK} \right) \left(\frac{1}{T_r} - \frac{1}{T_o} \right) \right], \quad (8)$$

де E_g – ширина забороненої зони, еВ.

Моделювання фотопанелі слід виконувати з урахуванням фактичних її електричних параметрів, тому за основу було взято фотоелектричну панель типу JA SOLAR JAM60S09-320/PR, електричні параметри якої подано в таблиці.

Відповідно до наведеної методології оцінки електричних параметрів фотоелектричної панелі було розроблено комп'ютерну модель побудови вольт-амперної та вольт-потужнісної характеристики, фрагмент фронтальної панелі якої в умовах змінної інтенсивності сонячного випромінювання та за сталої температури фотопанелі подано на рис. 2.

Таблиця. Електричні параметри фотоелектричної панелі JA SOLAR JAM60S09-320/PR
Table. Electrical parameters of the photovoltaic panel JA SOLAR JAM60S09-320/PR

Параметр	Позначення	Значення
Максимальна потужність за стандартом STC	P_m	320
Напруга розімкненого кола	V_{oc}	40,78 В
Струм короткого замикання	I_{sc}	10,18 А
Напруга в точці максимальної потужності	V_{mp}	33,17 В
Струм у точці максимальної потужності	I_{mp}	9,65 А
Кількість фотоелементів у фотопанелі	N_s	60
Кількість фотоелементів, які з'єднані паралельно	N_p	1
Коефіцієнт ідеальності діода	A	1,3
Температурний коефіцієнт струму короткого замикання	K_i	0,06 %/°C
Температурний коефіцієнт напруги холостого ходу	K_u	-0,3 %/°C
Нормативна температура за стандарту STC	T_{ref}	25 °C
Рівень сонячної радіації за стандарту STC	G_{ref}	1000 Вт/м ²
Ефективність фотоелектричної панелі	η	19,4 %

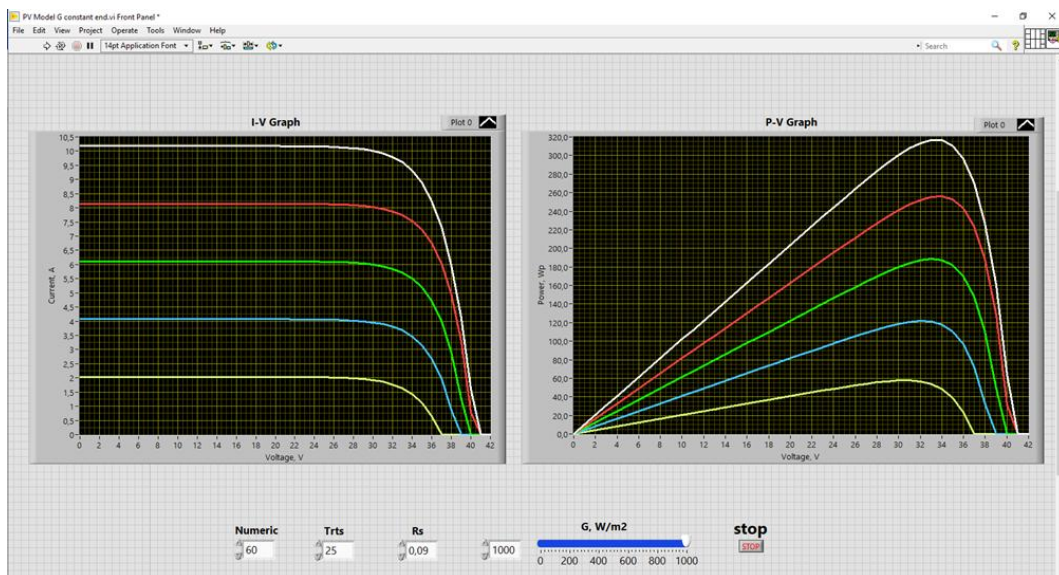


Рис. 2. Вольт-амперні та вольт-потужнісні характеристики фотоелектричного модуля за змінного рівня сонячного випромінювання та постійної температури
Fig. 2. Volt-ampere and volt-power characteristics of the photovoltaic module under varying levels of solar radiation and constant temperature

Як бачимо (див. рис. 2), при зменшенні рівня сонячного випромінювання криві, які описують вольт-амперні та вольт-потужнісні характеристики, мають меншу охоплювану поверхню (є щораз нижчими), що свідчить про зниження потужності фотоелектричної панелі. Зміна рівня інтенсивності сонячної радіації задавалася з кроком у 200 Вт/м², починаючи від 1000 Вт/м² (білий колір кривої). Таким чином було задано такі рівні: 800 (червона крива), 600 (зелена крива), 400 (синя крива) та 200 (жовта крива). Причому зниження відбувається більшою мірою за рахунок зменшення струму при майже незмінній напрузі.

Аналогічні дослідження для умов сталої інтенсивності сонячного випромінювання та змінної температури фотопанелі подано на рис. 3.

Побудовані вольт-амперні та вольт-потужнісні характеристики фотоелектричної панелі за сталою рівня сонячної радіації (1000 Вт/м²) та майже сталою струму, але зі змінною напругою, відображають загальну зміну потужності, яка зумовлюється температурним впливом за рахунок більшої зміни напруги, ніж струму. Зокрема, за температури, нижчої від нормативної (крива червоного кольору, яка відповідає температурі 25 °C), – напруга зростає (крива білого кольору, яка відпо-

відає температурі 10 °C), а при перегріві фотоелектричної панелі напруга знижується (криві зеленого, синього та жовтого кольорів, які відповідають температурам 40, 55 і 70 °C відповідно). Тобто за однакового рівня сонячної радіації в зимовий пе-

ріод слід очікувати зростання потужності (відповідно й продуктивності) фотоелектричної панелі, а в літній період, навпаки, – зниження.

Блок-діаграму (програмний код) комп'ютерної моделі фотоелектричної панелі подано на рис. 4.

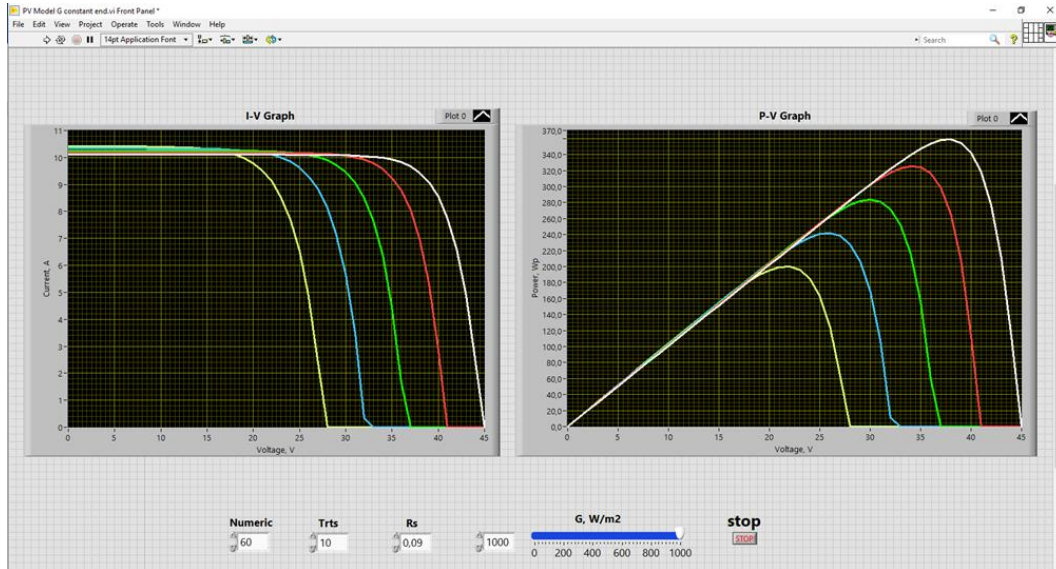


Рис. 3. Вольт-амперні та вольт-потужнісні характеристики фотоелектричного модуля за сталого рівня сонячної радіації та змінної температури
Fig. 3. Volt-ampere and volt-power characteristics of the photovoltaic module at a constant level of solar radiation and variable temperature

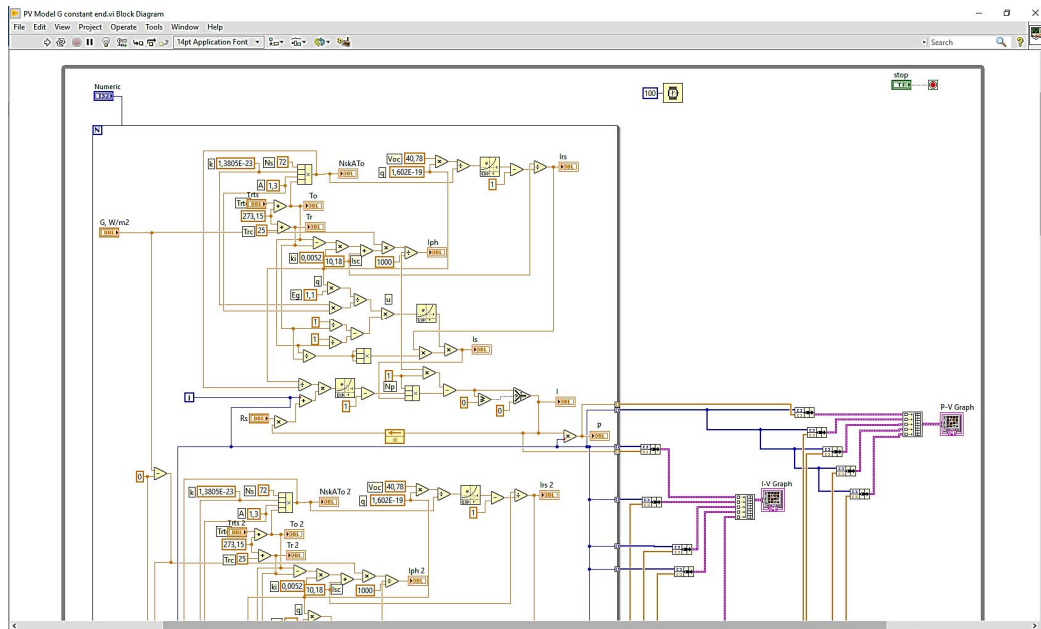


Рис. 4. Фрагмент блок-діаграми (програмний код) комп'ютерної моделі фотоелектричної панелі
Fig. 4. Fragment of a block diagram (program code) of a computer model of the photovoltaic panel

Для дослідження вольт-амперної та вольт-потужнісної характеристик досліджуваної моделі фотоелектричної панелі в умовах зміни впливових

чинників застосовано багатопотокову передачу даних до двоканальних віртуальних осцилографів. Застосовані віртуальні інструменти формування

комп'ютерної моделі дозволяють зміною інтенсивності потоку сонячної радіації, а також зміною температури фотопанелі дослідити зміну форми вольт-амперних та вольт-потужнісних характеристик фотоелектричної панелі.

Висновки. Для формування експертної системи комп'ютерного моделювання режимів роботи засобів комплексного перетворення відновлюваних джерел енергії у теплову та електричну необхідно розробити відповідні моделі, які відображатимуть її структурні компоненти. Стосовно використання сонячної енергії, то її структурними компонентами є фотоелектрична та сонячна теплова установки.

Розроблена модель фотоелектричної панелі в середовищі LabVIEW може слугувати інструментом для дослідження режимів її роботи в широкому діапазоні впливових параметрів та обґрунтування параметрів засобів управління навантаженням.

Результати моделювання параметрів фотоелектричної панелі за різних умов (сталій та змінний рівень сонячної радіації, стала та змінна температура) відображають її характеристики, які зумовлені відповідними змінами впливових чинників. Зокрема, досліджено, що: зі зниженням рівня сонячної радіації відповідно знижується й вихідна потужність фотоелектричної панелі; зі зниженням температури фотопанелі її потужність зростає, і навпаки, при підвищенні температури – спадає, що повинно бути враховано під час добору параметрів структурних елементів фотоелектричної установки, а також під час визначення поточної продуктивності фотоелектричної установки в різних кліматичних умовах.

Бібліографічний список

1. Дослідження динамічних характеристик фотоелектричних панелей різних видів / А. Хоховський та ін. *Вісник Львівського національного аграрного університету. Агроінженерні дослідження*. 2020. № 24. С. 83-94.
2. Сиротюк С., Сиротюк В., Гальчак В. Fuzzy-Logic контроллер управления режимами работы ветроэлектрической установки. *Motrol. Commission of motorization and energetics in agriculture. An international journal on operation of farm and agri-food industry machinery*. 2015. Vol. 17, No 4. P. 39-46.
3. Carta J. A. A continuous bivariate model for wind power density and wind turbine energy output estimations. *Energy Conversion and Management*. 2007. Vol. 48. P. 420-432.
4. Design of a library of components for autonomous photovoltaic system under Matlab/Simulink / A. Chermitti, O. Boukli-Hacene, A. Meghebbat, N. Bibitriki, A. Kherous. *Physics Procedia*. 2014. 55. P. 199-206.
5. Development of photovoltaic cell models using fundamental modeling approaches / M. Aidoud, C.-E. Feraga, M. Bechouat, M. Sedraoui, S. Kahla. *Energy Procedia*. 2019. 162. P. 263-274.
6. Erdem Z., Erdem M. B. A Proposed Model of Photovoltaic Module in Matlab/Simulink TM for Distance Education. 13 th International Educational Technology Conference. *Procedia-Social and Behavioral Sciences*. 2013. 103. P. 55-62.
7. Kalogirou S. A. *Solar Energy Engineering. Processes and Systems*. Second Edition. Amsterdam: Elsevier Inc., 2014. 819 p.
8. Luque A., Hegedus S. *Handbook of Photovoltaic Science and Engineering*. Chichester: John Wiley & Sons Ltd, 2003. 1179 p.
9. Modeling and Simulation of Photovoltaic Module and Array based on One and Two Diode Model Using Matlab/Simulink / A. Bouraiou et al. *Energy Procedia*. 2015. 74. P. 864-877.
10. Modeling of Photovoltaic Panel by using Proteus / S. Motahhir, A. Chalh, A. El Ghzizal, S. Sebti, A. Derouich. *Journal of Engineering Science and Technology Review*. 2017. 10 (2). P. 8-13.
11. Monitoring, modelling and simulation of PV systems using LabVIEW / A. Chouder, S. Silvestre, B. Taghezouit, E. Karatepe. *Solar Energy*. 2013. Vol. 91. P. 337-349.
12. Nguyen X. H., Nguyen M. P. Mathematical modeling of photovoltaic cell/module/arrays with tags in Matlab/Simulink. *Environmental System Research*. 2015. 4. P. 24.
13. Prakash R., Singh S. Designing and Modelling of Solar Photovoltaic Cell and Array. *IOSR Journal of Electrical and Electronics Engineering*. 2016. Vol. 11, iss. 2, ver. III. P. 35-40.
14. Real time simulation of solar photovoltaic module using labview data acquisition card / Y. Yadav, R. Roshan, S. Umashankar, D. Vijayakumar, D. P. Kothari. *International Conference on Energy Efficient Technologies for Sustainability*. 2013. P. 512-523.
15. Reddy G. S., Reddy T. B., Kumar M. V. A MatLab based PV Module Models analysis under Conditions of Nonuniform Irradiance. *Energy Procedia*. 2017. 117. P. 974-983.
16. Sera D., Teodorescu R., Rodriguez P. PV panel model based on datasheet values. *IEEE International Symposium on Industrial Electronics, ISIE*. 2007. P. 2392-2396.
17. Simplified model of a photovoltaic module / A. Bellini, S. Bifaretti, V. Iacovone, C. Cornaro. *Applied Electronics. IEEE*, 2009. P. 47-51.
18. Sharma D. K., Verma V., Singh A. P. Review and analysis of solar photovoltaic software. *IEEE International Symposium on Industrial Electronics, ISIE*. 2014. Vol. 4 (2). P. 725-731.
19. Szymanski B. *Instalacje fotowoltaiczne*. Wydanie X. Krakow: Redakcja GLOBEnergia, 2021. 366 s.
20. Yaqoob S. J., Motahhir S., Agyekum E. B. A new model for a photovoltaic panel using Proteus software tool under arbitrary environmental conditions. *Journal of Cleaner Production*. 2022. Vol. 333. P. 130074.

Стаття надійшла 17.09.2022

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ТА РЕЖИМІВ РОБОТИ ТЕПЛОВОГО АКУМУЛЯТОРА З ТВЕРДИМ АКУМУЛЮЮЧИМ МАТЕРІАЛОМ ПОРИСТОЇ СТРУКТУРИ ДЛЯ ГЕЛІОТЕРМІЧНИХ УСТАНОВОК

Сергій Коробка, к. т. н., Віталій Власовець, д. т. н., Сергій Сиротюк, к. т. н., Михайло Бабич, к. т. н., Роман Кригуль, к. т. н., Ігор Стукалець, к. т. н.

*Львівський національний університет природокористування,
вул. Володимира Великого, 1, м. Дубляни, Львівський р-н, Львівська обл., Україна,
e-mail: korobkasv@ukr.net*

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2022.26.077>

Коробка С., Власовець В., Сиротюк С., Бабич М., Кригуль Р., Стукалець І. Обґрунтування параметрів та режимів роботи теплового акумулятора з твердим акумулюючим матеріалом пористої структури для геліотермічних установок

Розроблено новий тип акумулятора з твердим теплоакumuлюючим матеріалом пористої структури для геліотермічної установки, який базується на використанні екологічно чистого і відновлюваного джерела теплової енергії – сонячного випромінювання та акумульованого тепла.

Обґрунтовано конструктивно-технологічну схему насадного теплового акумулятора з використанням гальки та проаналізовано режими його роботи. Для оцінки ефективності акумулятора встановлені такі чинники: спектральний склад поглиненого випромінювання, що визначає швидкість нагрівання гальки, організація поля випромінювання за рахунок керування потоком теплоносія, властивості досліджуваного матеріалу і нещільності середовища, зміна умов теплообміну, геометричні параметри акумулятора.

Отримано математичну модель, за допомогою якої можна розрахувати значення поглинання температурного градієнта в умовах нерухомого пористого шару гальки і регламентувати глибину проникнення теплового потоку для конкретного шару акумулятора, в якому відбуваються фазові перетворення.

Запропоновано методику інженерного розрахунку теплових полів для нерухомого пористого шару гальки та рекомендації щодо їх успішного використання в геліотермічній установці для забезпечення її роботи в нічний час та в умовах часткової хмарності. Вибір таких теплоакumuлюючих елементів передбачав дослідження теплового потоку в пористому шарі і енергії конвективного теплообміну. Встановлено, що найперспективнішим щодо використання як акумулятора сонячної радіації в режимі температур 30...50 °C є шар гальки з пористою структурою за використання якого енергія, що підводиться до теплового акумулятора, становила 615,4 кДж, а нагрівання теплоакumuлюючого матеріалу масою 50 кг на 1 °C дало змогу акумулювати 42,25 кДж/°C тепла.

Ключові слова: тепловий акумулятор, тепломасообмін, геліотермічна установка.

Korobka S., Vlasovets V., Syrotiuk S., Babych M., Kryhul R., Stukalets I. Justification of the parameters and operation modes of a thermal accumulator with a solid accumulative material of a porous structure for heliothermal installations

A new type of battery with a solid heat-accumulating material of a porous structure has been developed for a heliothermal installation, which is based on the use of an environmentally friendly and renewable source of thermal energy - solar radiation and accumulated heat.

The structural and technological scheme of the plug-in heat accumulator using pebbles was substantiated and its modes of operation were analyzed. In order to evaluate the battery efficiency, the following factors are determined, in particular, the spectral composition of the absorbed radiation that determines the rate of pebbles heating, organization of the radiation field due to the control of the the coolant flow, properties of the material under study and the leakage of the medium, changes in the conditions of heat exchange, geometric parameters of the battery.

A mathematical model was obtained. It can be used to calculate the amount of absorption of the temperature gradient in the conditions of a stationary porous layer of pebbles and to regulate the depth of heat flow penetration for a specific layer of the battery in which phase transformations take place.

A method of engineering calculation of thermal fields for a stationary porous layer of pebbles and recommendations for their successful use in a heliothermal installation to ensure its operation at night and in partly cloudy conditions are proposed. The choice of such heat-accumulating elements was based on the study of the heat flow in the porous layer and the energy of convective heat exchange. It was established that a layer of pebbles with a porous structure is the most promising in terms of its use as a solar radiation accumulator in the temperature regime of 30...50 °C. By using the layer, the energy supplied to the heat accumulator was 615.4 kJ, and the heating of the heat-accumulating material with the weight of 50 kg per 1 °C made it possible to accumulate 42.25 kJ/°C of heat.

Key words: heat accumulator, heat and mass exchange, heliothermal installation.

Постановка проблеми. У сфері виробництва, енергозбереження та використання надлишкової теплової енергії сьогодні існує багато невирішених завдань, зокрема одним із них є акумулювання надмірної теплової енергії в геліотермічних установках протягом доби. Проблема полягає в тому, що цю надлишкову теплову енергію складно акумулювати. Наприклад, у геліосушарках потрібно акумулювати надлишкову теплову енергію в денний час і використовувати для нагріву теплоносія в нічний період, що дасть змогу продовжити процес сушіння і стабілізувати тепловологісні режими [1].

На підставі аналізу існуючих способів і засобів використання сонячної енергії, наприклад для сушіння фруктів, встановлено, що найперспективнішим для особистих селянських і фермерських господарств є використання геліотермічної установки з акумулятором на основі гальки, а застосування сонячної енергії для сушіння фруктів є прийнятним, зокрема, для широти розташування Рівненської області, яка має середньорічну потужність сонячного випромінювання порядку $3,41 \text{ кВт}\cdot\text{год}/\text{м}^2$ за світловий день. Це дозволяє з 1 м^2 площі повітряного колектора отримати від 1,5 до 2,3 кВт·год енергії за добу.

На сьогодні не існує зручних методик для розрахунку процесів теплообміну в акумуляторах з твердими матеріалами. Таким чином, дослідження, спрямовані на підвищення ефективності роботи акумуляторів теплоти на основі твердих матеріалів у геліотермічних установках є актуальними і відповідають сучасним тенденціям розвитку теплоенергетики.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Енергозабезпечення геліотермічної установки складається з джерела первинної енергії, підсистеми перетворення енергії та споживачів перетвореної енергії. У системі можуть виникати невідповідності як у часі, так і в просторі – між подачею енергії та потребами. Подолання цих невідповідностей є основною метою акумулювання енергії [2; 3; 8].

На сьогодні існує велике розмаїття теплоакуюлюючих матеріалів (ТАМ), видів і конструкцій теплових акумуляторів, зумовлене широким спектром сфер їх застосування [11]:

- теплові акумулятори з твердим ТАМ [4];
- теплові акумулятори з плавильним ТАМ [5];
- рідинні акумулятори тепла [6];
- парові акумулятори тепла [7];

- теплові акумулятори фазового переходу [8];
- термохімічні акумулятори [9].

Здебільшого основними недоліками вищевказаних систем і видів акумуляторів, що перешкоджають їхньому поширенню, є великі габарити, складність конструкції, експлуатації, дороге виготовлення.

Тому перспективною і прогресивною ідеєю є створення нових систем акумулювання. Зокрема, у геліотехніці це створення теплоакуюлюючих систем на основі твердих ТАМ з використанням гальки приблизно однакової дисперсності (фракційності). Запропонований вид енергоощадної акумуляції дає змогу миттєво запасати в акумуляуючій речовині велику кількість теплової енергії в денний період, а в нічний час із великою швидкістю і теплопровідністю віддати акумуляоване тепло теплоносію. Тому така простота виготовлення і принципу роботи повинна бути покладена в основу методики розрахунку та проектування насадного теплового акумулятора з твердим ТАМ із пористою структурою для геліотермічних установок [10].

Однак складність експериментальних досліджень із визначення оптимальних параметрів адсорбції й геометричних параметрів шару сорбенту вимагає залучення методів математичного моделювання для розв'язання задачі. Більшість математичних моделей, зокрема наведених у працях [2; 3], описують кінетику адсорбції для окремої насадки сорбенту й динаміку сорбції під час продування шару ТАМ атмосферним повітрям. При цьому вони мають загальний характер та є складними для інженерних застосувань.

Постановка завдання. Наше завдання – підвищити ефективність роботи акумуляторів теплоти на основі твердих матеріалів пористої структури для геліотермічних установок. Такі рішення є зручними для аналізу теплових режимів, оскільки явно відображають вплив на розподіл температури визначальних чинників, що дозволяють оцінити їх значення і виділити головні з них. Вони також можуть слугувати критерієм оцінки достовірності числових розв'язків.

Виклад основного матеріалу. Обґрунтовано конструктивно-технологічну схему насадного теплового акумулятора з твердим ТАМ з пористою структурою для геліотермічних установок (рис. 1).

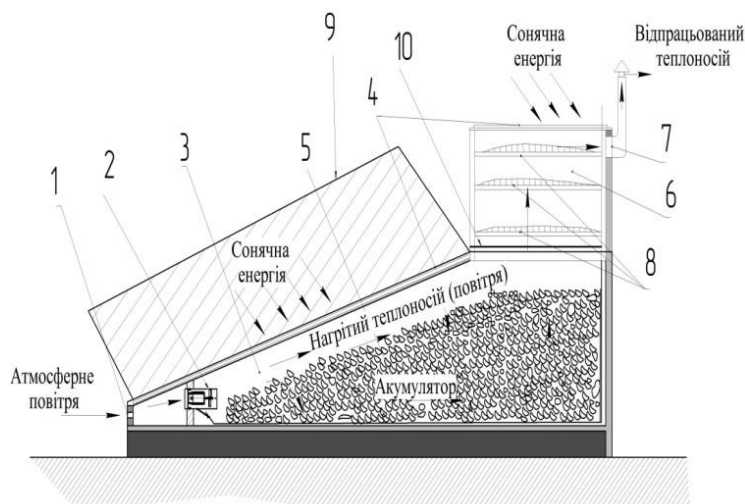


Рис. 1. Схема насадного теплового акумулятора з твердим теплоакумлюючим матеріалом з пористою структурою для геліотермічних установок: 1 – вхідний канал; 2 – вентилятор; 3 – повітропровід; 4 – повітряний колектор; 5 – теплоакумлюючий матеріал (галька); 6 – сушильна камера; 7 – витяжний канал; 8 – решета; 9 – дзеркальний концентратор; 10 – заслінка

Fig. 1. Scheme of a plug-in heat accumulator with a solid heat-accumulating material of the porous structure for heliothermal installations: 1 – input channel; 2 – fan; 3 – duct; 4 – air collector; 5 – heat-accumulating material (pebbles); 6 – drying chamber; 7 – exhaust channel; 8 – sieve; 9 – mirror concentrator; 10 – damper

Акумулятор являє собою гетерогенну систему, що складається з твердого кістяка й рідини, що приймає або передає теплоту (у краплинній чи газоподібній формі). Оскільки швидкість протікання рідини невелика (число Маха M безумовно менше 0,6), газоподібне середовище вважається нестиснутим [11].

За розрахунковою моделлю приймаємо, що акумулятор являє собою щільне вкладення сферичних часток. Схема розрахункової моделі наведена на рис. 2.

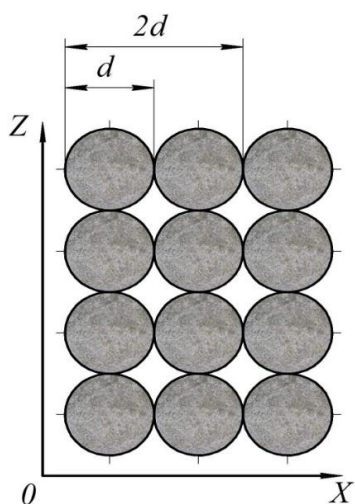


Рис. 2. Схема розрахунку акумулятора
Fig. 2. Calculation scheme of the accumulator

У прийнятій схемі твердий кістяк моделі являє собою періодичну структуру, що є безперервною у всьому просторі акумулятора [12].

Безперервність кістяка не означає його цілісності. Оскільки сферичні частини не деформуються, то координати центра сферичних частин постійні.

В акумуляторі в процесі заряду й розряду теплоти відбуваються складні теплофізичні й масообмінні явища, зумовлені конструктивними й фізичними параметрами системи акумулявання теплоти. Аналіз цих явищ можливий завдяки розв'язанню системи рівнянь, що описують фізичні процеси, які протікають у них [1; 2].

Рух нестиснутої в'язкої рідини описується системою рівнянь Нав'є – Стокса. Нехтуючи в цьому випадку гравітаційною силою, що для газоподібного теплоносія цілком припустимо, система рівнянь має такий вигляд [13]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial \tau} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = \\ = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right), \\ \frac{\partial v}{\partial \tau} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = \\ = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right), \end{aligned} \quad (1)$$

$$\frac{\partial w}{\partial \tau} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right),$$

де u, v, w – компоненти швидкості; τ – час; x, y, z – природні декартові координати; ρ – густина середовища; p – тиск; ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості.

Рівняння енергії записується так:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} + u \frac{\partial t}{\partial x} + v \frac{\partial t}{\partial y} + w \frac{\partial t}{\partial z} = a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right), \quad (2)$$

де a – коефіцієнт теплопровідності.

Рівняння нерозривності для нестисливого середовища:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0. \quad (3)$$

Рівняння (1)...(3) становлять повну систему рівнянь тепломасообміну однорідної в'язкої нестиснутої рідини з постійним коефіцієнтом в'язкості μ .

Акумулятор являє собою прямокутний бак розміром $2 \times 2 \times 3$ м, заповнений гравієм у вигляді круглих куль діаметром 50 мм. Акумулятор теплоізований прошивними матами товщиною 100 мм, маса ТАМ становить 50 кг. Теплофізичні характеристики гравію й матів наведені в таблиці. Об'єм акумулятора розглядається як пористе середовище з пористістю $\epsilon = 0,476$, що є відношенням загального об'єму повітря між кулями (шматками) гравію до загального обсягу бака. При цьому обсяг повітря, що прилягає до окремої кулі, становив різницю між об'ємами куба й описаної в ньому кулі [14].

Розрахунок тривимірних нестационарних полів температур в об'ємі повітряного акумулятора теплоти з гравійним наповненням у режимі зарядки й розрядки здійснювали за допомогою числового розв'язання рівнянь Нав'є – Стокса за допомогою комп'ютерної програми MatLab.

Швидкість повітря на вході в акумулятор як у режимі зарядки, так і в режимі розрядки становила 2 м/с. Розміри вхідного й вихідного отворів становили 20×20 см.

Таблиця. Теплофізичні властивості акумулюючого матеріалу [15]

Table. Thermo-physical properties of the accumulating material [15]

Матеріал	Теплопровідність, Вт/(м·К)	Теплоємність, Дж/(кг·К)	Густина, кг/м ³
Галька (гравій)	3,2	921,6	2680
Теплоізоляція (мінеральна вата)	0,045	836,0	582

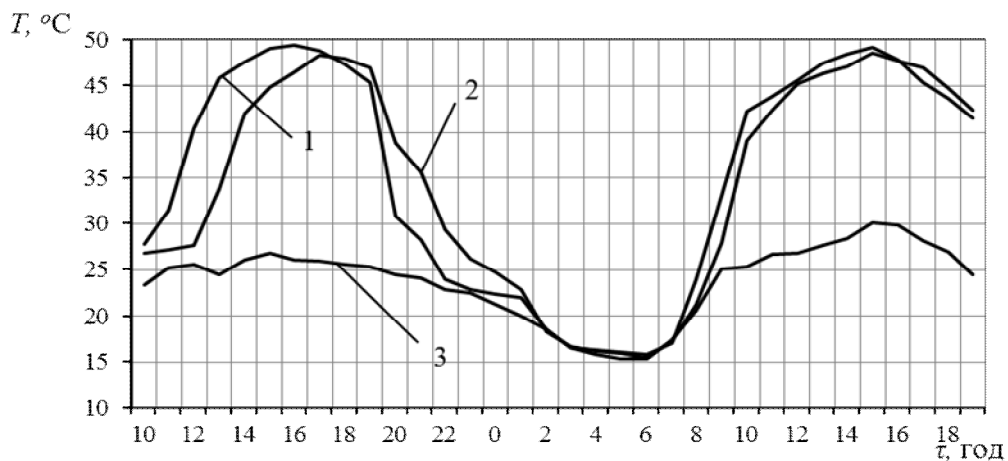


Рис. 3. Зміна температурних показників робочого матеріалу теплового акумулятора впродовж доби 15.07.2022 р.; 16.07.2022 р.: 1 – температура теплоносія; 2 – температура теплового акумулятора; 3 – температура навколишнього середовища

Fig. 3. Change in temperature indicators of the working material of the heat accumulator during the day of 15 July 2022; 16 July 2022: 1 – coolant temperature; 2 – heat accumulator temperature; 3 – ambient temperature

На рис. 3 подано результати дослідження зміни температури теплоносія в повітряному колекторі. 15 липня о 10⁰⁰ год. температура теплоносія становила 27,6 °С, а від 13⁰⁰ до 15⁰⁰ год. досягла максимального значення 49,4 °С, з 15⁰⁰ до 19⁰⁰ год. температура теплоносія знизилась до 45,3 °С. У нічний період з 15 на 16 липня від 20⁰⁰ до 5⁰⁰ год. температура теплоносія змінювалася від 30,6 °С до 25,1 °С, а нижнього піку у 15 °С досягла о 6⁰⁰ год.

16 липня теплоносієм з 9⁰⁰ до 14⁰⁰ год. нагрівався від температури 33,1 °С до температури 48,4 °С та о 15⁰⁰ год. досяг температури 49,2 °С.

Аналогічно змінювалася температура теплового акумулятора за результатами досліджень впродовж доби 15.07.2022 р. та 16.07.2022 р. Так, 15 липня від 10⁰⁰ до 17⁰⁰ год. тепловий акумулятор нагрівався від 26,8 °С до 48,3 °С, після чого з 18⁰⁰ до 6⁰⁰ год. температура знизилась до 15,4 °С. 16 липня з 7⁰⁰ до 18⁰⁰ год. температура теплового акумулятора змінювалася від 17,9 °С до 48,6 °С.

Температура навколишнього середовища 15 липня в денний період від 10⁰⁰ до 18⁰⁰ год. коливалася від 23,3 °С до 25,6 °С, тоді як у ночі з 15 на 16 липня від 22⁰⁰ до 9⁰⁰ год. температура навколишнього середовища змінювалася від 22,8 °С до 25,1 °С з нижнім піком у 15 °С о 6⁰⁰ год.

У режимі зарядки (рис. 4) температура поверхні ТАМ, розташованого в центрі теплового акумулятора, досягне значення 31,4 °С о 10⁰⁰ год., а з 11³⁰ до 15⁰⁰ год. температура дорівнює 48,9 °С. ТАМ, що перебуває поблизу виходу, після однієї

години зарядки з 10⁰⁰ до 11¹⁵ год. має температуру 42 °С, а після п'яти годин з 11²⁰ до 15⁰⁰ год. – 52 °С.

У режимі розрядки (рис. 5) з 17⁰⁰ до 7⁰⁰ год. температура ТАМ на вході коливається від 46,5 °С до 20,6 °С, у центрі – від 47,3 °С до 20,9 °С, а на виході – від 48,1 °С до 21,1 °С.

Отже, тепловий акумулятор характеризується розмірами: довжина – 1360 мм, ширина – 850 мм, глибина – від 10 мм при вході до 180 мм на виході (об'ємом 0,35 м³ на 1,5 м² площі колектора), маса ТАМ $m_{ma}=50$ кг і власна густина $\rho_{вл} = 2550\dots 2670$ кг/м³, насипна густина $\rho_n = 742,65$ кг/м³, питома теплоємність $c_{ma}=0,845$ кДж/кг °С.

Теплофізичні параметри ТАМ: у режимі зарядки температура T_{ma} становила 30,5 ÷ 45,6 °С не менше ніж 6 годин, а в режимі розрядки – 45,6 ÷ 20,9 °С не більше ніж 7 годин; енергія, що відводиться від (підводиться до) теплового акумулятора, становить 615,4 кДж. Нагрівання ТАМ масою 50 кг на 1 °С дає змогу акумулювати 42,25 кДж/°С тепла.

Реалізація натурального випробування насадного теплового акумулятора з твердим ТАМ із пористою структурою в геліотермічній установці здійснювалася за допомогою багатоканального цифрового вимірювального перетворювача РТ-0102.

Тепловий акумулятор заряджається гарячим повітрям, що рухається в повітропроводі з певною швидкістю, передаючи своє надлишкове тепло елементам насадки. Розряджається тепловий акумулятор холодним повітрям, що рухається в повітропроводі в нічний час, охолоджуючи елементи насадок.

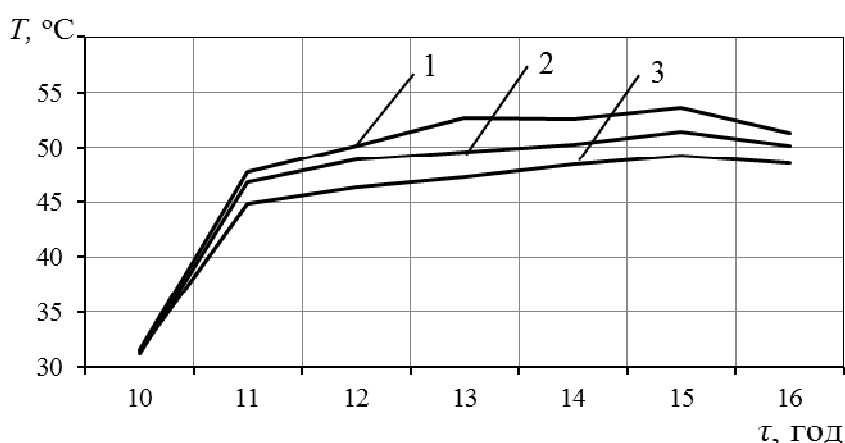


Рис. 4. Темп нагрівання теплоакumuлюючого матеріалу: 1 – температура робочого матеріалу теплового акумулятора у верхньому шарі; 2 – температура робочого матеріалу теплового акумулятора в центральному шарі; 3 – температура робочого матеріалу теплового акумулятора в нижньому шарі

Fig. 4. Accumulator heating rate: 1 – temperature of the working material of the thermal accumulator in the upper layer; 2 – temperature of the working material of the thermal accumulator in the central layer; 3 – the temperature of the working material of the thermal accumulator in the lower layer

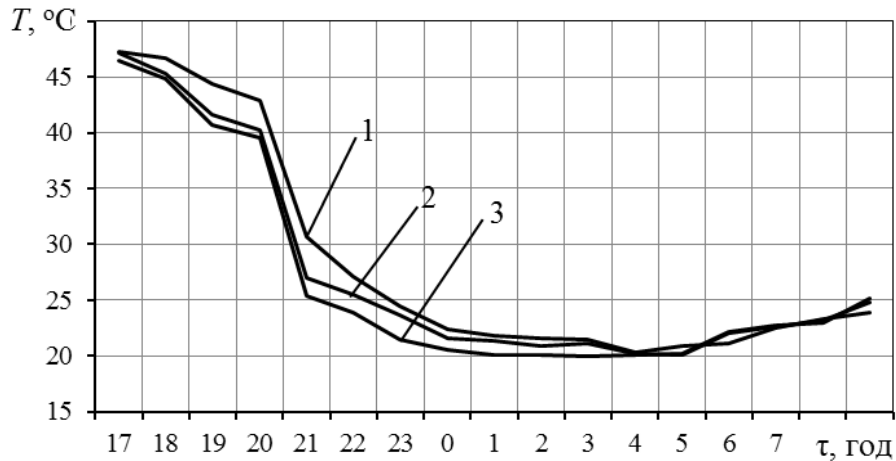


Рис. 5. Темп охолодження ТАМ: 1 – температура робочого матеріалу теплового акумулятора у верхньому шарі; 2 – температура робочого матеріалу теплового акумулятора в центральному шарі; 3 – температура робочого матеріалу теплового акумулятора в нижньому шарі
Fig. 5. Accumulator cooling rate: 1 – temperature of the working material of the thermal battery in the upper layer; 2 – temperature of the working material of the thermal accumulator in the central layer; 3 – the temperature of the working material of the thermal accumulator in the lower layer



Рис. 6. Робоче вікно програми TPara8
Fig. 6. Working window of the TPara8 program

Для вимірювання температури навколишнього середовища, теплоносія, ТАМ використовували вісім термоопорів Pt 100. Як реєструвальний прилад використовували електронний цифровий мікровольтметр регулятор-вимірювач РТ-0102-8.

Під час здійснення цієї операції через персональний комп'ютер (ПК) достатньо на вікні програми *TPara8* (рис. 6) ініціювати функцію

Змінити уставки

У вікні, яке з'явиться, відзначити «галочками» потрібні нам порти, натиснути «применить», після чого підтвердити законність втручання набором коду зміни параметрів. Надалі відбувається по чергове опитування ввімкнених вимірювальних каналів з індикацією результатів на панелі приладу та побудовою графічних залежностей у робочому вікні монітора в режимі реального часу.

Для перегляду вимірювальної інформації в текстовому варіанті потрібно: вибрати

Архіви → Перегляд → «Перегляд архівів (прилад № 1)» і отримуємо інформацію до спостереження. Для її збереження виконуємо такі дії: Архіви → Текстовий файл → «Сохранить как ...». Зберігаємо як текстовий документ, інформацію з якого надалі можемо обробляти в різних програмах (MathCad, Origin, Excel та ін.).

Після завершення дослідження зберігаємо дані на ПК. Функцією Архіви → База даних → «Сохранить как ...» → вибираємо тип файла і місце, де потрібно зберегти. Щоб зберегти отриману графічну інформацію, потрібно правою клавішею маніпулятора (миші) клацнути у вікні графічної інформації в програмі *TParad*. Отримані графіки можна переглядати в різних часових інтервалах (задається через функцію «часова вісь», що знаходиться у функції Конфігурація), після чого потрібні частини зберігаються або графік у цілому.

Графічні матеріали розподілу температурного градієнта вздовж шару ТАМ можна зберігати у вигляді кольорових ліній на чорному фоні, як це видно на рис. 6 або інверсному (рис. 7), де кольорові лінії видно на білому фоні. Для інверсування зображення потрібно завести стрілку «мишки» на поле рисунка і клацнути правою клавішею. У вікні, що відкривається, клацнути на потрібному написі «інверсія» і «збереження» у вигляді файла.



Рис. 7. Інверсне зображення графічного матеріалу
Fig. 7. Inverse image of graphic material

Після завершення вимірювань потрібно спочатку вийти з програми, вимкнути живлення пристрою і від'єднати його від ПК.

Наведений вище опис дає змогу проаналізувати роботу насадного теплового акумулятора з твердим ТАМ із пористою структурою в геліотермічній установці та описати в реальному часі піки температурних градієнтів у режимах зарядки та розрядки, що дозволяє розрахувати основні параметри, обґрунтувати конструкції акумулятора, що нагрівається сонячним випромінюванням та дає змогу суміжно збільшити енергоефективність геліотермічної установки. Наприклад, у конвективній геліосушарці можливо в денний час стабілізувати теплофізичні параметри сушильного агента, а в нічний час забезпечується процес сушіння фруктів.

Висновки

1. Отримано математичну модель, за допомогою якої можна розрахувати значення поглинання температурного градієнта в умовах нерухомого пористого шару гальки і регламентувати глибину проникнення теплового потоку для конкретного шару акумулятора, в якому відбуваються фазові перетворення.

2. Розроблено новий тип акумулятора з ТАМ для геліотермічної установки, який базується на використанні екологічно чистого і відновлюваного джерела теплової енергії (сонячного випромінювання та акумуляованого тепла). Показано, що важливими чинниками оцінки ефективності акумулятора є спектральний склад поглиненого випромінювання (визначає швидкість нагрівання гальки), організація поля випромінювання за рахунок керування потоком теплоносія, властивостями досліджуваного матеріалу і нещільності середовища, стін та генераторів випромінювання (зміна умов теплообміну), геометричні параметри акумулятора.

3. Проаналізовано режими роботи теплового акумулятора. Визначено основні теплофізичні параметри ТАМ: у режимі зарядки температура T_{ma} становила $30,5 \div 45,6$ °C не менше ніж 6 годин, у режимі розрядки – $45,6 \div 20,9$ °C не більше ніж 7 годин; енергія, що відводиться від (підводиться до) теплового акумулятора, становила 615,4 кДж, а нагрівання ТАМ масою 50 кг на 1 °C дало змогу акумуляувати 42,25 кДж/°C тепла.

4. Запропоновано методику інженерного розрахунку теплових полів для нерухомого пористого шару гальки та рекомендації щодо їх успішного використання в геліотермічній установці для забезпечення її роботи в нічний час та в умовах часткової хмарності неба. Вибір таких теплоакуюлюючих елементів передбачав дослідження тепло-

вого потоку в пористому шарі та енергії конвективного теплообміну. Встановлено, що найперспективнішим щодо використання як акумуляторів сонячної радіації в режимі температур 30... 50 °C є шар гальки з пористою структурою.

Бібліографічний список

1. Енергетична стратегія України на період до 2035 року. Біла книга енергетичної політики України «Безпека та конкурентоспроможність». Київ, 2015. 49 с.
2. Ермуратский В. В., Ермуратский В. В., Ермуратский П. В. Эффективность применения плоских рефлекторов в гелиоустановках. *Вестник Института энергетики АН Молдовы. Проблемы региональной энергетики*. 2015. Т. 1. С. 1-6.
3. Сажин Б. Н. Основы техники сушки: учеб. пособие. Москва: Химия, 1984. 320 с.
4. Шаргут Я. В., Петела Р. И. Эксергия: учеб. пособие. Москва: Энергия, 1968. 280 с.
5. Experimental performance and modeling of a greenhouse solar dryer for drying macadamia nuts / S. Janjai, C. Phusampao, W. Nilnont, P. Pankaew. *International Journal of Scientific & Engineering Research*. 2014. Vol. 5, iss. 6.5. P. 1155-1161.
6. Korobka S., Babych M. Substationation of the constructive-technological parameters of a solar fruit dryer. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2017. Vol. 1 (8). P. 13-19.
7. Manoj M., Manivaimair A. Simulation of solar dryer utilizing green house effect for cocoa bean drying. *International Journal of Advanced Engineering Technology*. 2013. Vol. 4, iss. 2. URL: <http://www.technicaljournalonline.com/ijeat/VOL%20IV/IJAET%20VOL%20IV%20ISSUE%20II%20APRIL%20JUNE%202013/Vol%20IV%20Issue%20II%20Article%207.pdf> (Last accessed: 12.08.2022).
8. Modeling of the motion of free convective drying agent in plastic helio dryer / Z. M. Khazimov, G. C. Bora, K. M. Khazimov, M. Z. Khazimov. *Journal of Engineering Thermophysics*. 2014. Vol. 23, iss. 4. P. 306–315. doi: 10.1134/S1810232814040080.
9. Mohanraj M., Chandrasekar P. Performance of a forced convection solar drier integrated with gravel as heat storage for chili drying. *Journal of Engineering Science and Technology*. 2009. Vol. 4, iss. 3. URL: https://www.researchgate.net/publication/49593948_Performance_of_a_forced_convection_solar_drier_integrated_with_gravel_as_heat_storage_material (Last accessed: 12.08.2022).
10. NASA Surface meteorology and Solar Energy. URL: <http://eosweb.larc.nasa.gov/cgi-bin/sse/grid/cgi?uid=3030> (Last accessed: 28.07.2017).
11. Results of research into technological process of fruit drying in the solar / S. Korobka, M. Babych, R. Krygul, A. Zdobytshy. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018. Vol. 1(8). P. 64-73.
12. Review on the Application of a Tray Dryer System for Agricultural Products / S. Misha, S. Mat, M. H. Ruslan, K. Sopian, E. Salleh. *World Applied Sciences Journal*. 2013. Vol. 22, iss. 3. P. 424-433. doi: 10.5829/idosi.wasj.2013.22.03.343.
13. Thermal and physical properties modelling of terebinth fruit (*Pistacia atlantica* L.) under solar drying / Kaveh M., Amiri Chayjan R., Esna-Ashari M. *Research in Agricultural Engineering*. 2015. Vol. 61, iss. 4. P. 150-161. doi: 10.17221/45/2013-RAE.
14. Thin layer drying model for simulating the drying of tilapia fish in a solar tunnel dryer / G. M. Kituu, D. R. Shitanda., C. L. Kanali, J. T. Mailutha. *Journal of Food Engineering*. 2010. Vol. 98, iss. 3. P. 325-331. doi: 10.1016/j.jfoodeng.2010.01.009.
15. Urmashv B. A., Danaev N. T., Darybaev B. S. On a Problem of Thermal Convection with Unset Flow Rate. *IECMSA-2012: 1st International Eurasian Conference on Mathematical Sciences and Applications*. Prishtine, 2012. P. 309.

Стаття надійшла 17.08.2022

Розділ 5

ЕЛЕКТРОТЕХНІЧНІ КОМПЛЕКСИ ТА СИСТЕМИ В АГРОПРОМИСЛОВОМУ ВИРОБНИЦТВІ

УДК 621.3.031

ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ТА ОПТИМІЗАЦІЇ РЕЖИМІВ ПЕРЕДПОСІВНОЇ ЕЛЕКТРОСТИМУЛЯЦІЇ НАСІННЯ СОНЯШНИКА

Степан Ковалишин¹, к. т. н., Богдан Нестер¹, аспірант,
Вадим Пташник¹, к. т. н., Олексій Швець¹, к. т. н., Павел Келбаса², д. т. н.,
Анна Мернік², аспірантка, Ярослав Сало³

¹Львівський національний університет природокористування,
вул. Володимира Великого, 1, м. Дубляни, Львівський р-н, Львівська обл., Україна,
stkovalyshyn@gmail.com

²Краківський рільничий університет ім. Г. Коллонтая,
алея Міцкевича 21, 31-120, м. Краків, Польща,
pawel.kielbasa@urk.edu.pl

³Львівська філія УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого,
вул. Л. Мартовича, 15, смт Магерів, Львівський р-н, Львівська обл., Україна,
lfilia@ukr.net

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2022.26.085>

Ковалишин С., Нестер Б., Пташник В., Швець О., Келбаса П., Мернік А., Сало Я. Оцінка ефективності та оптимізації режимів передпосівної електростимуляції насіння соняшника

Стаття присвячена підвищенню посівних якостей насіннєвого матеріалу соняшника завдяки його передпосівній електростимуляції в електричному полі коронного розряду та оптимізації режимів її проведення.

Для розкриття причинно-наслідкового зв'язку між режимами передпосівної обробки насіння та його посівними і врожайними якостями, оптимізації параметрів обробки та розширення знань про механізм перебігу біологічних процесів у простимульованому насінні запропоновано використати метод час-корельованого підрахунку наднизької емісії фотонів TCSPC, які випромінює насіння соняшника після обробки в електричному полі коронного розряду.

У результаті проведених досліджень встановлено, що поглинання та перетворення енергії зовнішнього електричного поля під час електростимуляції насіння відбувається нелінійно. Основні перетворення відбуваються впродовж перших 15–20 с незалежно від напруженості електричного поля.

Встановлено, що передпосівна електростимуляція насіння соняшника забезпечила покращання його енергії проростання. У всіх досліджуваних варіантах обробки цей показник перевищив контроль. Найвищі значення енергії проростання спостерігалися за передпосівної електростимуляції напруженістю $E = 2,0$ кВ/см та експозиції $t = 20 \dots 30$ с. За таких параметрів електрообробки енергія проростання становила 90...92 %, що на 16...18 % перевищує контрольні показники, зафіксовані на рівні 74 %.

Виявлено, що обробка перед посівом насіння соняшника також позитивно впливає на його лабораторну схожість. Найбільший приріст до контролю, який становив 8 %, спостерігався за режиму обробки $E = 2,0$ кВ/см та експозиції $t = 25$ с. За таких умов лабораторна схожість досягла 96 % проти 88 % на контролі. Зростання лабораторної схожості досягається і за режиму обробки $E = 2,0$ кВ/см та експозицій $t = 20$ с і $t = 30$ с. У даному випадку вона становить 94 %, що на 6 % перевищує контрольний варіант.

Отримані результати передпосівної електростимуляції насіння соняшника дають підстави стверджувати, що цей технологічний захід доцільно використовувати в технології його післязбиральної підготовки з метою отримання високоякісного насіннєвого матеріалу з підвищеними посівними властивостями.

Ключові слова: насіння соняшника, електростимуляція, режими електрообробки, одиничні фотони, емісія, енергія проростання, лабораторна схожість.

Kovalyshyn S., Nester B., Ptashnyk V., Shvets O., Kielbasa P., Miernik A., Salo Ya. Assessment of the efficiency and optimization of the modes of pre-sowing electrical stimulation of sunflower seeds

The article is devoted to improvement of the sowing qualities of sunflower seed material by its pre-sowing electrical stimulation in the electric field of the corona discharge and optimization of the modes of its implementation.

To reveal the cause-and-effect connection between the pre-sowing seed treatment modes and its sowing and yield qualities, to optimize processing parameters and to expand knowledge about the mechanism of biological processes in stimulated

seeds, it is proposed to use the method of time-correlated counting of ultra-low emission of TCSPC photons emitted by sunflower seeds after processing in the electric field of the corona discharge.

As a result of the research, it is revealed that absorption and transformation of the energy of the external electric field during the electrical stimulation of seeds occurs non-linearly. The main transformations take place during the first 15–20 seconds, regardless of the electric field intensity.

It was found that pre-sowing electric stimulation of sunflower seeds led to improvement in its germination energy. In all studied processing options, this indicator exceeded the control. The highest values of germination energy were observed during pre-sowing electrical stimulation with voltage $E = 2.0$ kV/cm and exposure of $t = 20...30$ s. Under such parameters of electrical treatment, the energy of germination was 90...92 %, which is 16...18 % higher than the control indicators recorded at the level of 74 %.

It is also found that pre-sowing treatment of sunflower seeds has a positive effect on its laboratory germination. The largest increase to the control, i.e. 8%, was observed under the treatment mode of $E = 2,0$ kV/cm and exposure of $t = 25$ sec. Under these conditions, the laboratory similarity reached 96 % against 88% in the control. Laboratory similarity also increased with the treatment mode $E = 2,0$ kV/cm and exposures of $t = 20$ sec and $t = 30$ sec. In that case, it was 94 %, which was 6 % higher than the control version.

The obtained results of pre-sowing electrical stimulation of sunflower seeds confirm that such technological measure should be used in the technology of post-harvest preparation in order to obtain high-quality seed material with increased sowing properties.

Key words: sunflower seeds, electrical stimulation, electric treatment modes, single photons, emission, germination energy, laboratory germination.

Постановка проблеми. З метою підвищення посівних і врожайних властивостей насінневого матеріалу сільськогосподарських культур використовують різні фізичні методи його передпосівної обробки. Найефективнішими та екологічно безпечними вважаються ті, що ґрунтуються на використанні фізичних чинників впливу. Найпопулярнішим серед них є обробка змінним електромагнітним або електростатичним полем. Позитивний ефект від цього заходу отримують у тих випадках, коли обробка проводиться на оптимальних режимах, які є неоднаковими для насінневого матеріалу різних культур. Для їх виявлення необхідно проводити ґрунтовніші дослідження впливу параметрів електричного поля на посівні і врожайні якості обробленого насіння, використовувати нові методи оцінювання ефективності електроstimуляції.

Аналіз останніх досліджень і публікацій.

На сьогодні широко застосовується передпосівна обробка насіння електромагнітним полем. У праці [12] досліджено вплив електромагнітних полів на рослини помідорів протягом усього вегетаційного періоду. Встановлено, що під їхнім впливом саджанці швидше розвивались, утворюючи більшу загальну площу листя, виділялися вищим ростом. У ході інших досліджень [8] встановлено, що час проростання насіння, підданого впливу електричного поля коронного розряду, скорочується, а динаміка процесу зростає. Завдяки стимулюючому впливу, життєздатність насіння моркви зросла на 24 %, редьки та буряка – на 12 %, ячменю – на 9 %. Позитивний вплив обробки в електромагніт-

ному полі, що полягає у зростанні енергії проростання та урожайності, виявлено для насіння низки досліджуваних гібридів кукурудзи [7; 10], проса [6] та нуту [9].

Передпосівна електрообробка насіння, зокрема олійних культур, має позитивний вплив на вихід олії, який з обробленого насіння, порівняно з необробленим, зростає на 4,9 % [4], поліпшує екстракцію загальних поліфенолів із продуктів переробки цих культур [5], покращує вихід і якість екстракції з рослинних матеріалів [11; 16].

Узагальнюючи дані результатів досліджень, можна стверджувати, що досі неможливо зробити узгоджені висновки стосовно впливу електромагнітного поля на насіння [13]. Насіння є надзвичайно складною біологічною системою, і процеси, які відбуваються в ньому та отриманих проростках унаслідок стимулюючої дії електричного поля, можуть протікати в різних напрямках. Тому фундаментальною задачею дослідників є: вибір біологічного матеріалу для досліджень і відповідних зовнішніх умов для проведення його передпосівної електрообробки; вибір параметрів електричного поля (напруженість поля, частота, тривалість обробки, полярність, час відлежування); встановлення кореляції між фізіологічними та хімікобіологічними процесами, що проходять у простикульованому насінні та його проростках, з параметрами електрообробки. Це дасть змогу виявити оптимальний режим стимуляції, що стане важливою передумовою впровадження даного технологічного процесу підготовки насінневого матеріалу у виробництво.

Сьогодні використовують різні методи оптимізації параметрів передпосівної електрообробки насіння. Деякі з них ґрунтуються на кількісній

оцінці фотолюмінесценції та час-корельованому підрахунку одиничних фотонів, які випромінює оброблене насіння. За останні десятиліття опубліковано результати дослідження випромінювання фотонів у багатьох мікроскопічних та макроскопічних системах, зокрема в ліпідних системах, бактеріях, дріжджах, лейкоцитах, нервових клітинах, мітохондріях, хлоропластах, ракових клітинах тощо [14; 15]. Останні дослідження також свідчать про те, що надслабка емісія фотонів є ефективним методом, який дає змогу оцінити ефективність електростимуляції насіння й оптимізувати параметри електрообробки. Зокрема, у працях [1–3] було встановлено тісний кореляційний зв'язок між посівними якостями простимульованого в електричному полі насіння озимого ріпаку та наднизькою емісією фотонів, які воно випромінює. Найвищі значення енергії проростання та лабораторної схожості спостерігалися за тих режимів обробки, за яких емісія була найбільшою.

Проте на сьогодні немає достатніх теоретичних і експериментальних даних, які б розкривали причинно-наслідковий зв'язок між передпосівною електрообробкою насіння соняшника та його посівними і врожайними якостями. Це спонукає до

проведення додаткових досліджень задля досягнення максимального позитивного ефекту від використання цього фізичного чинника впливу.

Постановка завдання. Метою досліджень є підвищення посівних і врожайних властивостей насіннєвого матеріалу соняшника завдяки коригуванню та оптимізації режимів його передпосівної електростимуляції на підставі час-корельованого підрахунку одиничних фотонів, які випромінює оброблене насіння.

Виклад основного матеріалу. Методика проведення досліджень.

Для дослідження було використано насіннєвий матеріал гібрида соняшника P44НН150. Насіння, що використовувалося в досліді, було однорідним, якісним, без будь-яких пошкоджень.

Відбір проб проведено за стандартизованою методикою. Кількість повторень є репрезентативною для умов випадкової зміни контрольованих параметрів насіння.

Електростимуляцію в постійному електромагнітному полі було проведено на експериментальній установці (рис. 1).

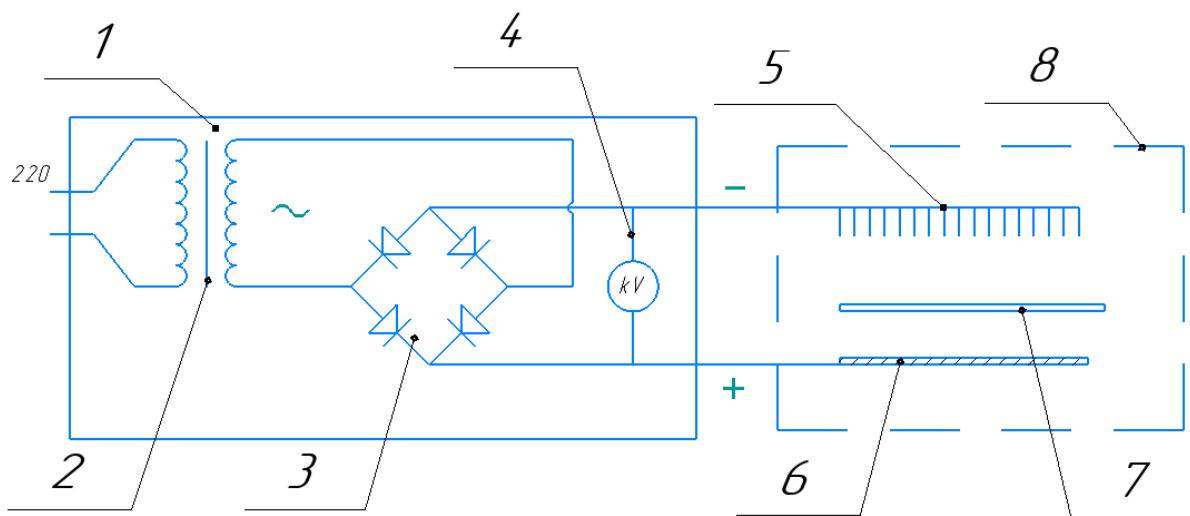


Рис. 1. Експериментальна установка для проведення передпосівної електростимуляції насіння:

- 1 – блок живлення; 2 – силовий підвищувальний трансформатор з регульованою напругою;
- 3 – діодний двопівперіодний випрямляч; 4 – вимірювач вихідної напруги 0–10 кВ;
- 5 – коронувальний електрод; 6 – протиелектрод; 7 – робоча поверхня; 8 – блок електростимуляції

Fig. 1. Experimental installation for pre-sowing electric stimulation of seeds

- 1 – power supply unit; 2 – power step-up transformer with adjustable voltage;
- 3 – diode two-half cycle rectifier; 4 – 0-10 kV output voltage meter;
- 5 – coronating electrode; 6 – counter electrode; 7 – working surface; 8 – block of electrical stimulation

Експериментальна установка складається з елемента живлення (1) та блока електростимуляції (8). Блок живлення містить силовий підвищувальний трансформатор із регульованою напругою (2), діодний двопівперіодний випрямляч (3) на базі силових діодів 1N4007 та вимірювач вихідної напруги 0-10 кВ (4). Така конструкція дозволяє здійснювати плавне регулювання, випрямлення та безпосередній контроль значення вихідної напруги.

Блок електростимуляції містить коронувальний електрод (5), протиелектрод (6) та робочу поверхню (7). Натомість коронувальний електрод (5) складається з 15 металевих пластин довжиною 280 мм, розміщених на відстані 25 мм одна від одної. До кожної пластини припаяно металеві голки довжиною 28 мм і діаметром 0,8 мм, відстань між голками – 30 мм. Через одну пластину по її ширині голки напаяні зі зміщенням 15 мм. За таких умов їх проекції на горизонтальну робочу поверхню формують вершини рівностороннього трикутника, сторона якого рівна 30 мм. Відстань від краю голок до робочої поверхні (7), виготовленої з прозорого полімерного матеріалу товщиною 1 мм, становить 20 мм, а відстань від робочої поверхні до нижнього пластинчастого електрода (6), виготовленого зі сплаву алюмінію, – 10 мм.

Коронувальний електрод з'єднано з негативним полюсом блока живлення, а протиелектрод під'єднано до позитивного полюса, що забезпечує подачу високої регульованої напруги та формування між ними негативного коронного розряду.

Електростимуляцію в постійному електромагнітному полі було проведено на дослідному пристрої. Попередньо для кожної проби відраховували по 50 насінин. Кожну з проб рівномірно розподілили по робочій поверхні, після чого, виставивши необхідну напругу, вмикали пристрій. Час обробки контролювали за допомогою секундоміра, після чого вимикали установку. Електростимуляцію здійснено за різних комбінацій напруженості електричного поля ($E = 1; 1,5; 2,0; 2,5$ та 3 кВ/см) і значень тривалості обробки ($t = 5; 10; 15; 20; 25$ та 30 с). Такі режими передпосівної електростимуляції насіння соняшника визначено за результатами проведеного літературного огляду та враховуючи технологічні особливості процесу електростимуляції. Розкид контрольованих параметрів дасть змогу оцінити ефективність поглинання насінням зовнішньої енергії залежно від тривалості та інтенсивності опромінення.

Потім пробу поміщали в скляну чашку Петрі й залишали відлежуватися впродовж однієї доби. Після цього на дно чашок ставили зволожений фільтрувальний папір. Зразки поміщали в темпе-

ратурну камеру серії RGX (рис. 2), яка підтримувала постійну температуру на рівні $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ і вологість 60 %. На 4-й день реєстрували кількість пророщених насінин для визначення енергії проростання. На 7-й день реєстрували кількість пророщених насінин для визначення схожості насіння.

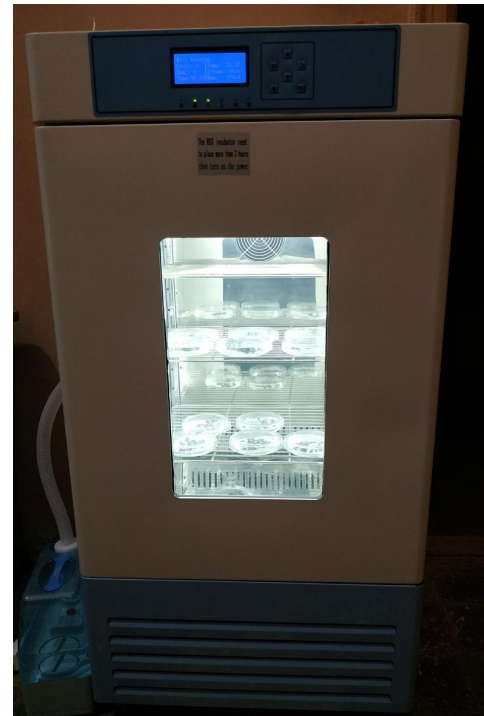


Рис. 2. Загальний вигляд температурної камери серії RGX
Fig. 2. General view of the temperature chamber of the RGX series

Частину простимульованого насіння після відлежування відбирали для вивчення наднизької емісії фотонів. Для визначення оптимального режиму електростимуляції проведено реєстрацію фотонів, які випромінює оброблене в електричному полі і необроблене насіння соняшника. Для цього використовувався фотопомножувач HAMAMATSU R4220. Вимірювальна установка забезпечувала довготривалу термостабілізацію зразка. Світлопроникну камеру для зразків оснащено системою екранів для періодичного переривання реєстрації фотонів, унаслідок чого шум і корисний сигнал вимірювався по чергові, що дозволяло отримувати достовірні результати навіть за низької інтенсивності сигналу. Тривалість реєстрації випромінювання фотонів становила не менше ніж 30 хвилин для кожного зразка. Результатом вимірювання наднизького фотонного випромінювання є абсолютна різниця між кількістю фотонів, зареєстрованих фотопомножувачем у світлопроникній

камері з простимульованим посівним матеріалом ріпаку, та кількістю фотонів, зареєстрованих фотопомножувачем у цій камері без насіння, відповідно до формули

$$L = A - B, \quad (1)$$

де L – кількість фотонів, випромінюваних досліджуваним зразком; A – кількість фотонів, випромінюваних зразком, розміщеним у світлонепроникній камері; B – кількість показань (фотонів), створених порожньою світлонепроникною камерою.

Калібрування датчика проводили щоразу в день вимірювань, і воно полягало у визначенні відношення реакції системи до стандартної дози випромінювання згідно з формулою

$$K = (A_0 - B)/D, \quad (2)$$

де K – коефіцієнт калібрування (система вимірювання вважалася ефективною і готовою до вимірювання, якщо $K = 0,8 \dots 1$); A_0 – кількість фотонів в інтервалі 500 с з еталонним джерелом; B – кількість фотонів, зареєстрованих у порожній камері; D – відома доза, що використовується для калібрування (400 фотонів).

Після запуску вимірювальної системи на першій фазі з часовим інтервалом 120 с відбувається стабілізація системи для запобігання перешкодам, що виникають унаслідок тимчасової дестабілізації стандартних умов. Тривалість наступної (вимірювальної) фази становила 500 с. Частота запису результатів – 4 Гц, тобто кожен записаний результат є сумою фотонів, зареєстрованих упродовж 0,25 с. Вибір вищезазначених параметрів відбувався емпіричним шляхом, щоб забезпечити мінімізацію часу експозиції, водночас забезпечивши одержання статистично значущих результатів. Процес вимірювання контролювався в режимі реального часу за допомогою оригінальної програми, зробленої в LabVIEW.

Результати і обговорення. Аналіз результатів визначення енергії проростання насіння соняшника гібрида Р64НН150 (рис. 3) показав, що всі використані режими стимуляції мали позитивний вплив на цей показник, оскільки за всіх досліджених комбінацій напруженості електричного поля та часу обробки його значення перевищили контроль.

У результаті короткотривалої електростимуляції (до 15 с) найкращі результати – 85–91 % – спостерігаються за напруженості електричного поля у 2,5 кВ/см. Зі збільшенням тривалості електростимуляції до 20–30 с найкраще підвищується енергія проростання насіння, що перебувало в полі

з напруженістю у 2 кВ/см – до 90–92 %, що на 16...18 % перевищує контроль. Водночас за подальшого збільшення тривалості електростимуляції чи напруженості електричного поля енергія проростання спадає до 78–86 %.

Подібні залежності проявляються і в разі вивчення лабораторної схожості досліджуваних зразків насіння соняшника (рис. 4). Експериментальні результати вказують на загальний позитивний вплив електрообробки на досліджуваний насінневий матеріал соняшника. При малій тривалості електростимуляції лабораторна схожість перебуває на рівні 90–94 %. Водночас зі збільшенням тривалості електростимуляції найкращі показники проявляються за напруженості поля у 2 кВ/см – 94–96 %, проти 88 % на контролі. Також виявлено негативний вплив подальшого збільшення напруженості поля коронного розряду. Так, при напруженості в 3 кВ/см лабораторна схожість спадає до 89–91 %.

Тобто для визначення оптимальних параметрів електростимуляції слід оперувати комплексним показником, який би відображав як надану системі енергію, так і можливі релаксаційні та рекомбінаційні процеси. Саме таким комплексним показником і може виступати наднизька емісія фотонів. Результати її вимірювання подано в таблиці.

Як видно з даних, наведених у таблиці, за малої тривалості електростимуляції (до 10 с) найвищі показники випромінювання фотонів відповідають напруженості електричного поля у 2,5 кВ/см. Зі збільшенням тривалості електростимуляції максимальна кількість випромінених фотонів спостерігається за напруженості поля у 2–2,5 кВ/см.

Результати дослідження емісії фотонів за великих напруженостей електричного поля також корелюють зі змінами схожості та енергії проростання. Як бачимо (рис. 5), випромінювання фотонів спадає зі збільшенням часу й тривалості електростимуляції. Лише режим електростимуляції за напруженості електричного поля $E = 2$ кВ/см дає змогу отримати рівномірне випромінювання фотонів, майже незалежно від тривалості обробки, що вказує на значні рекомбінаційні перетворення під час такого режиму стимуляції.

Для ретельного порівняння зафіксованої емісії фотонів з енергією проростання та лабораторною схожістю насіння побудовано карти двомірного розподілу (рис. 6).

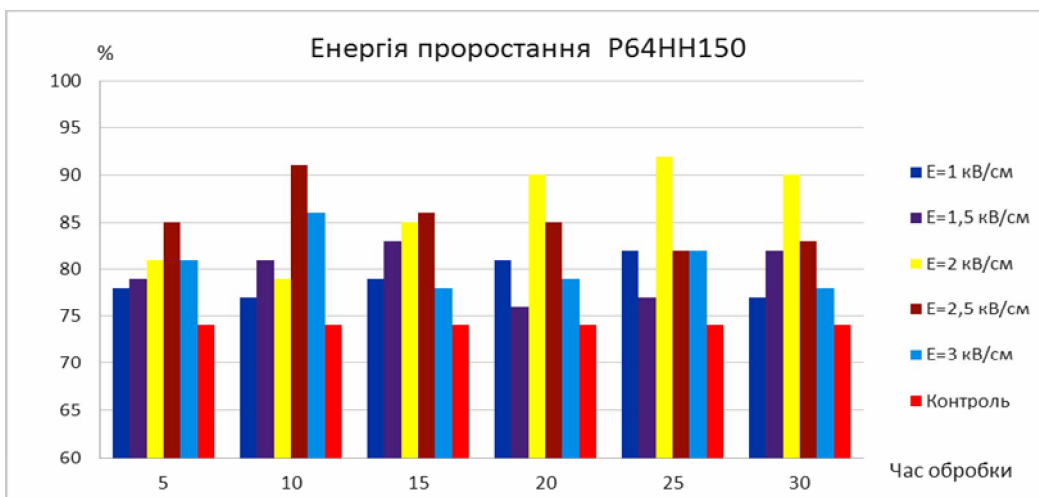


Рис. 3. Енергія проростання соняшника гібрида Р64НН150
Fig. 3. Germination energy of sunflower hybrid Р64НН150

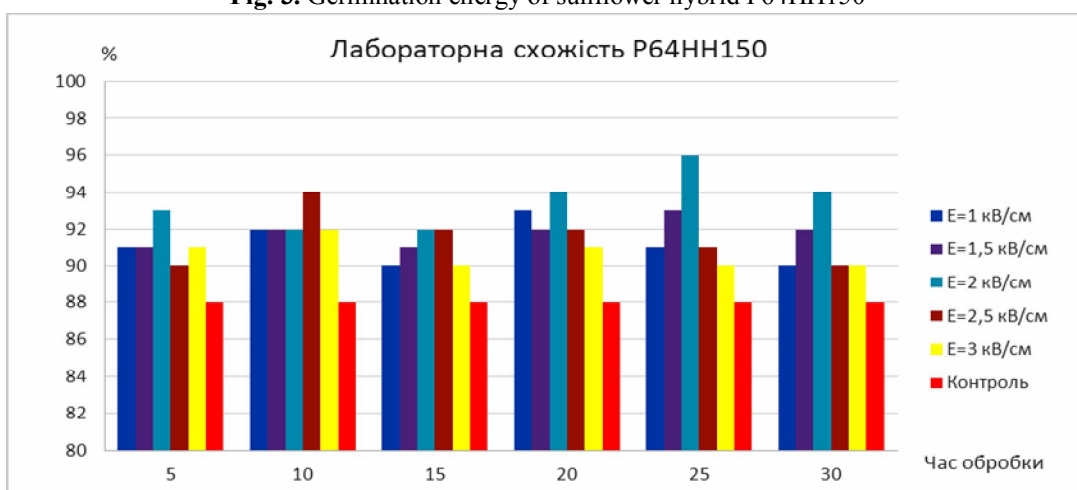


Рис. 4. Лабораторна схожість соняшника гібрида Р64НН150
Fig. 4. Laboratory germination of sunflower hybrid Р64НН150

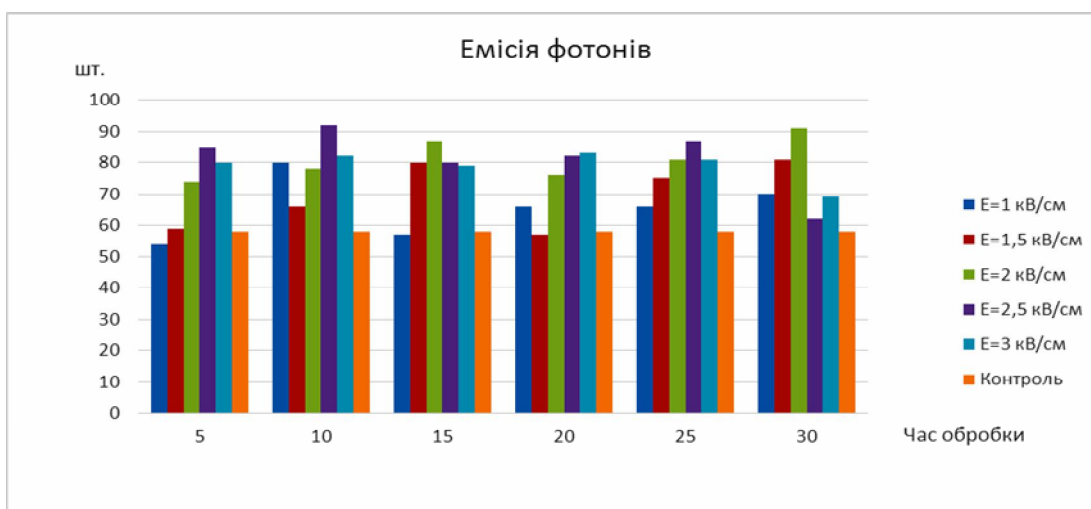


Рис. 5. Емісія фотонів насінням соняшника після електростимуляції
Fig. 5. Photon emission by sunflower seeds after electrical stimulation

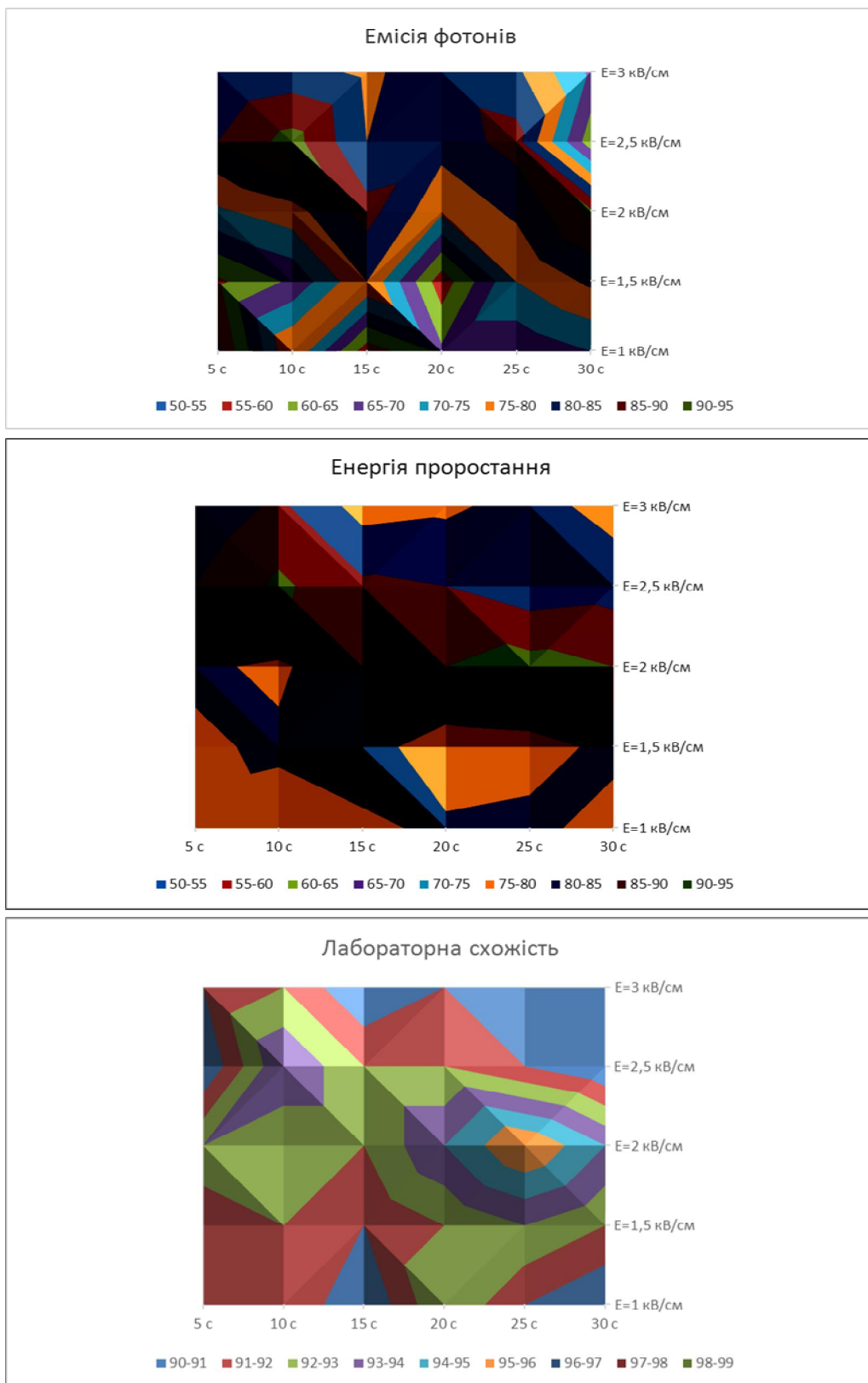


Рис. 6. Карти двовимірного розподілу емісії фотонів (а), енергії проростання (б) та лабораторної схожості (в).

Fig. 6. Maps of the two-dimensional distribution of photon emission (а), germination energy (б), and laboratory similarity (в).

Таблиця. Узагальнені результати спостереження наднизької емісії фотонів
Table. Generalized results of observation of the ultralow photon emission

Напруженість, кВ/см	Час обробки, с						Контроль
	5	10	15	20	25	30	
1	54	80	57	66	66	70	63
1,5	59	66	80	57	75	81	63
2	74	78	87	76	81	91	63
2,5	85	92	80	82	87	62	63
3	80	82	79	83	81	69	63

На отриманих картах виявлено дві локалізовані зони збільшення енергії проростання та лабораторної схожості насіння, які добре корелюють між собою. Пік першої зони припадає на режим $E = 2,5$ кВ/см, $t = 10$ с, а пік другої зони знаходиться в точці $E = 2$ кВ/см, $t = 25$ с. Втім, на карті емісії фотонів чітко виділяється лише перший пік, який також розташований у точці $E = 2,5$ кВ/см, $t = 10$ с. Відсутність другого піку на карті випромінювання фотонів пояснюється рекомбінаційними процесами, які, як і було описано раніше, проявляються за напруженості $E = 2$ кВ/см. Ці спостереження свідчать про системність отриманих результатів і можливість подальшої оптимізації технологічного процесу передпосівної електрообробки насіння.

Висновки

1. Передпосівна електростимуляція насіння соняшника забезпечила покращання його енергії проростання. У всіх досліджуваних варіантах обробки цей показник перевищив контроль. Найвищі значення енергії проростання спостерігалися за передпосівної електростимуляції напруженістю $E = 2,0$ кВ/см та експозиції $t = 20 \dots 30$ с. За таких параметрів електрообробки енергія проростання становила 90...92 %, що на 16...18 % перевищило контроль, який становив 74 %.

2. Обробка перед посівом насіння соняшника позитивно впливає на його лабораторну схожість. Найбільший приріст до контролю, який становив 8 %, спостерігався за режиму обробки $E = 2,0$ кВ/см та експозиції $t = 25$ с. За таких умов лабораторна схожість досягла 96 % проти 88 % на контролі. Зростання лабораторної схожості досягається й за режиму обробки $E = 2,0$ кВ/см та експозицій $t = 20$ с і $t = 30$ с. У даному випадку вона становить 94 %, що на 6 % перевищує контрольний варіант.

3. Для визначення оптимальних параметрів електростимуляції доцільно оперувати комплексним показником, який би відображав як надану системі енергію, так і можливі релаксаційні та

рекомбінаційні процеси. Встановлено, що для насіння соняшника таким комплексним показником може виступати наднизька емісія фотонів. На відміну від інших контрольованих параметрів, спостереження за емісією фотонів дозволяє встановити єдиний оптимальний режим – $E = 2,5$ кВ/см, $t = 10$ с. Системність отриманих результатів вказує на можливість подальшої оптимізації технологічного процесу передпосівної електрообробки насіння за цим параметром.

4. Отримані результати позитивного впливу передпосівної обробки насіння соняшника в електричному полі коронного розряду на його посівні якості дають підстави стверджувати, що цей технологічний захід доцільно використовувати в технології його післязбиральної підготовки з метою отримання високоякісного насінневого матеріалу з підвищеними показниками енергії проростання та лабораторної схожості.

Бібліографічний список

1. Дослідження взаємозв'язку між емісією фотонів електростимульованого насіння озимого ріпаку та його посівними якістьми / С. Ковалишин та ін. *Вісник Львівського національного аграрного університету. Агроінженерні дослідження*. 2021. № 25. С. 107-111.
2. Ефективність передпосівної електростимуляції насіння озимого ріпаку / С. Ковалишин, В. Пташник, О. Швець, Б. Нестер, М. Климчук, Я. Сало. *Науково-технічні засади розроблення, випробування та прогнозування сільськогосподарської техніки і технологій: матеріали XXI Міжнар. наук. конф.* Дослідницьке: УКРНДІПВТ ім. Л. Погорілого, 2021. С. 85-191.
3. Технологія передпосівної обробки насіння ріпаку електричним полем високої напруженості / С. Ковалишин, В. Пташник, О. Швець, Б. Нестер. *Теорія і практика розвитку агропромислового комплексу та сільських територій: матеріали XXII Міжнар. наук.-практ. форуму, 5-7 жовт. 2021 р.: у 2 т.* Львів: ННВК «АТБ», 2021. Т. 2. С. 77-81.
4. Application of pulsed electric fields and high voltage electrical discharges for oil extraction from sesame seeds / J. Sarkis, N. Boussetta, I. Tessaro, L. Marczak, E. Vorobiev. *Journal of Food Engineering*. 2015. 153. P. 20-27.
5. Effect of high voltage electrical discharges, heating and ethanol concentration on the extraction of total

polyphenols and lignans from flaxseed cake / N. Boussetta et al. *Industrial Crops and Products*. 2013. 49. P. 690-696.

6. Effect of positive and negative corona discharge field on vigor of millet seeds / J. Wang et al. *Digital object identifier*. 2020. 8. P. 50268-50275.

7. Electromagnetic field and seed vigour of corn hybrids / R. Zepeda-Bautista et al. *Int. Agrophys*. 2010. 24(3). P. 329-332.

8. Lynikiene S., Pozeliene A., Rutkauskas G. Influence of corona discharge field on seed viability and dynamics of germination. *Int. Agrophys*. 2006. 20. P. 195-200.

9. Mahajan T., Pandey O. Effect of electric field (at different temperatures) on germination of chickpea seed. *African Journal of Biotechnology*. 2014. 13(1). P. 61-67.

10. Physical characteristics of maize grain and tortilla exposed to electromagnetic field / R. Zepeda et al. *Int. Agrophys*. 2011. 25(4). P. 389-393.

11. Puértolas, E., de Marañón I. M. Olive oil pilot-production assisted by pulsed electric field: Impact on extraction yield, chemical parameters and sensory properties. *Food Chemistry*. 2015. 167. P. 497-502.

12. Stašelis A., Duchovskis P., Brazaityte A. Impact of electromagnetic fields on morphogenesis and physiological indices of tomato. *Int. Agrophys*. 2004. 18(3). P. 277-283.

13. Sumorek A., Pietrzyk W. Influence of electric field on the speed of convective removal of water from wheat grain. *Int. Agrophys*. 1999. 13(4). P. 509-513.

14. Ultra słaba luminescencja (USL) jako potencjalna metoda oceny jakości żywności tradycyjnej / M. Oziembowski et al. *Przegląd Elektrotechniczny*. 2017. 93 (12). P. 131-135.

15. Wykorzystanie emisji biofotonów do parametryzacji jakościowej produktów spożywczych / P. Kielbasa, T. Drózdź, P. Nawara, M. Drózdź. *Przegląd Elektrotechniczny*. 2017. 93 (1). P. 153-156.

16. Zongming Li, Yang Fan, Jun Xi. Recent advances in high voltage electric discharge extraction of bioactive ingredients from plant materials. *Food Chemistry*. 2019. 277. P. 246-260.

Стаття надійшла 21.09.2022

МОДЕЛЮВАННЯ ПЕРЕХІДНИХ ЕЛЕКТРОМАГНІТНИХ ПРОЦЕСІВ У ЛІНІЇ ЕЛЕКТРОПЕРЕДАЧІ В РЕЖИМАХ КОРОТКОГО ЗАМИКАННЯ ТА НЕРОБОЧОГО ХОДУ

Віталій Левонюк, к. т. н.

*Львівський національний університет природокористування,
вул. Володимира Великого, 1, м. Дубляни, Львівський р-н, Львівська обл., Україна,
e-mail: vitaliy_levoniuk@ukr.net*

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2022.26.094>

Левонюк В. Моделювання перехідних електромагнітних процесів у лінії електропередачі в режимах короткого замикання та неробочого ходу

У статті здійснено аналіз наукових публікацій, які стосуються математичного моделювання перехідних електромагнітних процесів у довгих лініях електропередачі. Аналіз показав, що сьогодні не існує єдино прийнятих підходів до дослідження згаданих процесів, натомість наявна велика кількість методів і засобів для їх відтворення, які ґрунтуються на спрощених підходах. Зокрема, дослідники використовують заступні електричні схеми, при цьому втрачаючи саму суть фізичних процесів, а також використовують рівняння довгої лінії без урахування активних опорів та провідностей лінії, що може призвести до неточних результатів.

На основі теорії електромагнітного поля та варіаційних підходів, з використанням модифікованого принципу Гамільтона – Остроградського, побудовано математичну модель електротехнічної системи пересилання енергії, яка складається зі силового трансформатора та довгої лінії електропередачі надвисокої напруги, що розглядаються у симетричних режимах. Запропоновано для розв'язання диференціального рівняння довгої лінії з частинними похідними використовувати крайові умови другого роду (умови Неймана). Здійснено пошук напруг у фіктивних вузлах на початку та в кінці лінії електропередачі для режиму короткого замикання і неробочого ходу лінії. На підґрунті розробленої математичної моделі написано програмний код алгоритмічною мовою програмування Visual Fortran, за допомогою якого проаналізовано перехідні електромагнітні процеси під час вмикання лінії в режимі неробочого ходу та віддаленого короткого замикання в кінці лінії електропередачі. Представлено результати комп'ютерної симуляції перехідних електромагнітних процесів у вигляді рисунків, які аналізуються.

Ключові слова: перехідні електромагнітні процеси, довга лінія, математична модель, принцип Гамільтона – Остроградського, варіаційні підходи.

Levoniuk V. Modeling of transient electromagnetic processes in a power transmission line in the short-circuit and non-operation modes

The article analyzes scientific publications related to mathematical modeling of transient electromagnetic processes in long power lines. The analysis shows that today there are no uniformly accepted approaches to the study of the mentioned processes, however, there is a large number of methods and means for their reproduction, which are based on simplified approaches. In particular, researchers use surrogate electrical circuits, while losing the very essence of physical processes, and also use the equation of a long line without taking into account the active resistances and conductances of the line, which can lead to inaccurate results.

Based on the theory of the electromagnetic field and variation approaches, with the use of the modified Hamilton-Ostrogradsky principle, a mathematical model of the electrotechnical energy transmission system, which consists of a power transformer and a long ultra-high voltage power transmission line considered in symmetrical modes, is built. It is proposed to use boundary conditions of the second kind (Neumann conditions) to solve the differential equation of a long line with partial derivatives. The search for voltages in fictitious nodes at the beginning and end of the power transmission line for the short-circuit mode and non-operational course of the line was carried out. On the basis of the developed mathematical model, a program code was written in the algorithmic Visual Fortran programming language was used to analyze the transient electromagnetic processes during the switching on of the line in the mode of idle operation and remote short circuit at the end of the power line. The results of the computer simulation of transient electromagnetic processes are presented in the form of drawings that are analyzed.

Key words: transient electromagnetic processes, long line, mathematical model, Hamilton – Ostrogradsky principle, variation approaches.

Постановка проблеми. Однією з найважливіших стратегічних галузей будь-якої держави є електроенергетика, невід'ємною частиною якої є

електричні мережі високої напруги. Призначенням останніх є з'єднання між собою джерел електроенергії (електричних станцій) та споживачів у

єдину електроенергетичну систему. Зазвичай згадані лінії мають велику протяжність і при зміні режиму їх роботи в них виникають перехідні хвильові електромагнітні процеси [1]. Останні і входять у коло наших наукових досліджень, зокрема в режимах неробочого ходу та симетричного короткого замикання лінії електропередачі.

Режим неробочого ходу лінії електропередачі виникає при відключенні навантаження, при включенні лінії на напругу в перші години після її монтажу, а також у період синхронізації (включення на паралельну роботу) електроенергетичних систем за допомогою об'єднання їх лініями електропередачі. Для досягнення високої надійності електропостачання під час проєктування та в процесі експлуатації ліній електропередачі виконують низку розрахунків, які забезпечують оптимальні параметри режимів як у нормальних, так і в аварійних режимах роботи, для чого досліджують перехідні процеси в стані трифазного симетричного короткого замикання.

Аналіз останніх досліджень і публікацій.

У науковій літературі є велика кількість праць, присвячених дослідженню перехідних електромагнітних процесів у лініях електропередачі, розглянемо деякі з них, близькі до нинішньої праці.

У публікації [4] розглянуто математичну модель лінії електропередачі у фазних координатах. За допомогою останньої аналізують електромагнітні перехідні процеси в лінії. Також на підставі цієї математичної моделі можна створити комп'ютерну модель лінії для дослідження як перехідних, так і усталених процесів з отриманням миттєвих значень фізичних величин.

У праці [9] запропоновано досліджувати перехідні процеси в трифазних електричних системах шляхом еквівалентності кожної фази окремою коловою заступною схемою. Така методика не завжди ефективна, оскільки позбавлена польового підходу до побудови моделі лінії, а тому в ній втрачається сама суть протікання фізичних процесів.

У праці [10] представлено деякі результати моделювання електромагнітних перехідних процесів у лініях електропередачі, які викликані прямими ударами блискавки. Дослідження було здійснено із застосуванням розробленої математичної моделі, яка ґрунтується на використанні частотно-го методу.

Існують праці, які присвячені розробкам математичних моделей дво- та трипровідних ліній електропередачі змінного струму, за допомогою яких аналізують різного характеру перехідні процеси, використовуючи при цьому програмні комплекси АТР-EMTP, MATLAB/Simulink та ін. [8].

Аналіз доступної літератури показав, що здебільшого дослідження перехідних процесів у лініях електропередачі зводиться до заміни хвильового рівняння коловим еквівалентом, що не завжди є ефективним. Існують також ще й польові підходи, наприклад, метод блукаючих хвиль та метод д'Аламбера. Однак для розв'язання за допомогою згаданих методів рівнянь з частинними похідними необхідно в явному вигляді представити крайові умови на початку й у кінці лінії, а останні зазвичай є невідомими. Наші ж підходи дають змогу знаходити згадані умови виходячи з єдиної системи диференціальних рівнянь електромагнітного стану моделі. Тобто крайові умови задані неявно. Зазвичай ми використовуємо крайові умови другого та третього родів.

Оскільки для моделювання електротехнічних систем пересилання енергії досить часто потрібно використовувати моделі різноманітних електротехнічних пристроїв складної конструкції (вимикачі, механічні компенсатори тощо), ми в наших дослідженнях використовуємо інтердисциплінарні підходи, зокрема модифікований принцип Гамільтона – Остроградського.

Постановка завдання. Таким чином, метою роботи є аналіз неусталених електромагнітних процесів у лінії електропередачі в режимах неробочого ходу та короткого замикання на основі інтердисциплінарних підходів до моделювання.

Виклад основного матеріалу. У праці пропонується модель електротехнічної системи пересилання енергії, яка складається із силового трансформатора та довгої лінії електропередачі з розподіленими параметрами (рис. 1). Для побудови згаданої моделі використаємо метод інтердисциплінарного моделювання, який ґрунтується на модифікованому принципі Гамільтона – Остроградського [5].

Оскільки ми досліджуємо лише симетричні режими роботи лінії електропередачі, то це дає підстави розглядати трифазну систему в однолінійному виконанні з параметрами її елементів для прямої послідовності [1].

Функціонал дії за Гамільтоном – Остроградським виглядатиме так [5]:

$$S = \int_{t_1}^{t_2} \left(L^* + \int_l L_l dl \right) dt, \quad I = \int_l L_l dl, \quad (1)$$

де S – дія за Гамільтоном – Остроградським, L^* – модифікована функція Лагранжа, L_l – лінійна густина модифікованої функції Лагранжа, I – енергетичний функціонал.

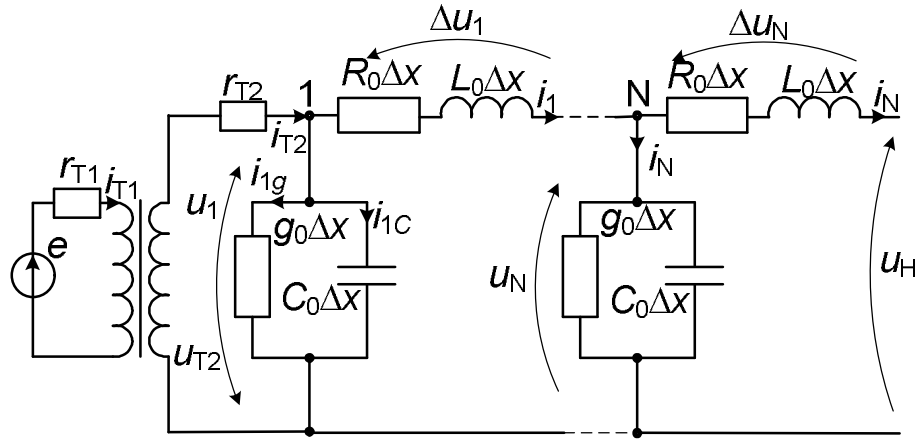


Рис. 1. Заступна схема досліджуваної електротехнічної системи пересилання енергії в режимі неробочого ходу
Fig. 1. Substitute diagram of the studied electrotechnical system of energy transmission in the non-working mode

Ключовим елементом модифікованого принципу Гамільтона – Остроградського є розширений неконсервативний лагранжіан. Представимо його аналітичний вигляд [5]:

$$\begin{aligned} L^* &= \tilde{T}^* - P^* + \Phi^* - D^*, \\ L_l &= \tilde{T}_l - P_l + \Phi_l - D_l \end{aligned} \quad (2)$$

де \tilde{T}^* – кінетична коенергія, P^* – потенціальна енергія, Φ^* – енергія дисипації, D^* – енергія сторонніх непотенціальних сил, \tilde{T}_l^* – лінійна густина кінетичної коенергії, P_l^* – лінійна густина потенціальної енергії, Φ_l^* – лінійна густина енергії дисипації, D_l^* – лінійна густина енергії сторонніх непотенціальних сил.

Запишемо елементи розширеної функції Лагранжа для системи, представленої на рис. 1. Ми вже згадували, що лінія розглядається як система з розподіленими параметрами, тоді елементи модифікованої функції Лагранжа для лінії будуть не енергетичними функціями, а їхніми відповідними лінійними густинами [5]:

$$\begin{aligned} T^* &= \int_0^{i_{T1}} \Psi_{T1} di_{T1} + \int_0^{i_{T2}} \Psi_{T2} di_{T2}, \\ \Phi^* &= \frac{1}{2} \int_0^t (r_{T1} i_{T1}^2 + r_{T2} i_{T2}^2); \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} D^* &= \int_0^t e i_{T1} dt, \quad P^* = 0, \quad e \equiv u_{T1}, \\ u_1 &\equiv u(x, t)|_{x=0} = u_{T2}; \end{aligned} \quad (4)$$

$$\frac{\partial T^*}{\partial x} \equiv T_l = \frac{L_0 Q_t^2(x, t)}{2},$$

$$\frac{\partial P^*}{\partial x} \equiv P_l = \frac{1}{2C_0} Q_x^2(x, t); \quad (5)$$

$$\frac{\partial \Phi^*}{\partial x} \equiv \Phi_l = \Phi_{l3} - \Phi_{lB} =$$

$$= \int_0^t \left(\frac{R_0}{2} Q_t^2(x, t) - \frac{g_0}{2C_0^2} Q_x^2(x, t) \right) dt, \quad (6)$$

а також приймаємо таке [5]:

$$\frac{\partial T^*}{\partial Q_j} = u_j, \quad (7)$$

де $i(x, t)$ – струм у лінії; R_0, g_0, C_0, L_0 – параметри лінії; Φ_{l3} – зовнішня дисипація енергії; Φ_{lB} – внутрішня дисипація енергії; $Q(x, t)$ – функція заряду лінії; r_{T1}, r_{T2} – активні опори відповідно первинної та вторинної обмоток трансформатора; L_{T1}, L_{T2} – індуктивності відповідно первинної та вторинної обмоток трансформатора; i_{T1}, i_{T2} – струми відповідно первинної та вторинної обмоток трансформатора; u_{T1}, u_{T2} – напруги відповідно первинної та вторинної обмоток трансформатора; u_1 – напруга вузла № 1 просторової дискретизації лінії; Ψ – потокозчеплення.

Ознайомитися з методикою отримання рівнянь подібного плану можна, наприклад, у наших працях [2; 3; 6]. Тому задля зменшення обсягу матеріалу пропонуємо готові рівняння електромагнітного досліджуваного стану об'єкта, представленого на рис. 1:

$$\frac{\partial v}{\partial t} = (C_0 L_0)^{-1} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - (g_0 L_0 + C_0 R_0) v - g_0 R_0 u \right), \quad \frac{\partial u}{\partial t} = v; \quad (8)$$

$$\frac{d\Psi_{T1}}{dt} = u_{T1} - r_{T1}i_{T1}, \quad \frac{d\Psi_{T2}}{dt} = u_{T2} - r_{T2}i_{T2}. \quad (9)$$

Замінивши рівняння Ψ -типу трансформатора (9) на рівняння A -типу [5], отримаємо:

$$\frac{di_{T1}}{dt} = A_{11}(u_{T1} - r_{T1}i_{T1}) + A_{12}(u_{T2} - r_{T2}i_{T2}); \quad (10)$$

$$\frac{di_{T2}}{dt} = A_{21}(u_{T1} - r_{T1}i_{T1}) + A_{22}(u_{T2} - r_{T2}i_{T2}), \quad (11)$$

де A_{kmP} – коефіцієнти, що залежать від обернених індуктивностей трансформатора [5]:

$$A_{11} = \frac{\alpha_{\sigma 1}(\alpha_{\sigma 2} + \rho)}{\alpha_{\sigma 1} + \alpha_{\sigma 2} + \rho},$$

$$A_{12} = A_{21} = -\frac{\alpha_{\sigma 1}\alpha_{\sigma 2}}{\alpha_{\sigma 1} + \alpha_{\sigma 2} + \rho}; \quad (12)$$

$$A_{22} = \frac{\alpha_{\sigma 2}(\alpha_{\sigma 1} + \rho)}{\alpha_{\sigma 1} + \alpha_{\sigma 2} + \rho}, \quad \rho = \frac{\partial i_m}{\partial \Psi_m},$$

$$i_m = i_{T1} + i_{T2}. \quad (13)$$

Як крайові умови до рівняння (8) ми використаємо крайові умови другого та третього родів, зокрема другий закон Кірхгофа для електричних кіл із розподіленими параметрами [2; 7]:

$$-\frac{\partial u(x,t)}{\partial x} = R_0 i(x,t) + L_0 \frac{\partial i(x,t)}{\partial t}. \quad (14)$$

Далі, для лінії електропередачі рівняння (8) та (14) запишемо в дискретному просторі (дискретизуємо за методом прямих):

$$\frac{dv_j}{dt} = \frac{1}{C_0 L_0} \left(\frac{u_{j-1} - 2u_j + u_{j+1}}{(\Delta x)^2} - \right.$$

$$\left. -(g_0 L_0 + C_0 R_0)v_j - g_0 R_0 u_j \right); \quad (15)$$

$$-\frac{u_{j+1} - u_{j-1}}{2\Delta x} = R_0 i_j + L_0 \frac{di_j}{dt}; \quad (16)$$

$$\frac{du_j}{dt} = v_j, \quad j = 1, \dots, N. \quad (17)$$

Невідомі напруги у фіктивних вузлах дискретизації u_0 та u_{N+1} знаходимо так.

Запишемо рівняння стаціонарних зв'язків на основі законів електротехніки (див. рис. 1):

$$i_{T2} - i_1 - i_{1C} - i_{1g} = 0, \quad i_{1g} = \Delta x g_0 u_1,$$

$$i_{1C} = \Delta x C_0 \frac{du_1}{dt} = \Delta x C_0 v_1, \quad (18)$$

де i_{1C} , i_{1g} – струми витоку вузла № 1 просторової дискретизації лінії.

Далі продиференціюємо вирази у (18) за часом з урахуванням початкових умов [5]:

$$\frac{di_{T2}}{dt} - \frac{di_1}{dt} - \frac{di_{1C}}{dt} - \frac{di_{1g}}{dt} = 0, \quad \frac{di_{1g}}{dt} = \Delta x g_0 v_1,$$

$$\frac{di_{1C}}{dt} = \Delta x C_0 \frac{dv_1}{dt}. \quad (19)$$

Тепер на підставі (16) запишемо рівняння для визначення струму в першій та останній дискретних гілках лінії:

$$\frac{di_1}{dt} = \frac{1}{L_0} \left(\frac{u_0 - u_2}{2\Delta x} - R_0 i_1 \right),$$

$$\frac{di_N}{dt} = \frac{1}{L_0} \left(\frac{u_{N-1} - u_{N+1}}{2\Delta x} - R_0 i_N \right). \quad (20)$$

Підставивши у перший вираз з (19) рівняння (11), перше рівняння з (20), друге та третє рівняння з (19) (з урахуванням рівняння (15), записаного для першого дискретного вузла лінії), після чого виразивши звідти напругу фіктивного вузла u_0 , отримаємо:

$$u_0 = \frac{2\Delta x L_0}{3} \left[A_{21}(u_{T1} - r_{T1}i_{T1}) + A_{22}(u_{T2} - r_{T2}i_{T2}) - \Delta x g_0 v_1 + \right.$$

$$\left. + \frac{(2u_1 - u_2)}{L_0 \Delta x} + \frac{\Delta x (g_0 L_0 + C_0 R_0)}{L_0} v_1 + \right.$$

$$\left. + \frac{\Delta x g_0 R_0}{L_0} u_1 + \frac{u_2}{2L_0 \Delta x} + \frac{R_0}{L_0} i_1 \right]. \quad (21)$$

Ми вже згадували, що нас цікавлять такі режими роботи лінії, як неробочий хід та коротке замикання. Тому репрезентуємо пошук крайової напруги з правого боку лінії залежно від режиму роботи.

У режимі неробочого ходу струм в останній гілці лінії i_N дорівнюватиме нулю, оскільки лінія не навантажена. Тому вираз (16), записаний для N -го дискретного вузла лінії, матиме такий вигляд:

$$-\frac{u_{N+1} - u_{N-1}}{2\Delta x} = 0. \quad (22)$$

Виразивши з (22) напругу u_{N+1} на фіктивному вузлі, отримаємо:

$$u_{N+1} = u_{N-1}. \quad (23)$$

У режимі короткого замикання навантаження відсутнє, а виводи лінії замкнені накоротко. Тому, записавши за другим законом Кірхгофа рівняння для заступної схеми, представленої на рис. 1, отримаємо:

$$\frac{di_N}{dt} = \frac{1}{L_0 \Delta x} (u_N - R_0 \Delta x i_N). \quad (24)$$

Прирівнявши між собою друге рівняння з (20) та рівняння (24), отримаємо:

$$\frac{1}{L_0 \Delta x} (u_N - R_0 \Delta x i_N) = \frac{1}{L_0} \left(\frac{u_{N-1} - u_{N+1}}{2\Delta x} - R_0 i_N \right). \quad (25)$$

Тоді

$$u_{N+1} = -2\Delta x \left[R_0 i_N + \frac{1}{\Delta x} (u_N - R_0 \Delta x i_N) \right] + u_{N-1}. \quad (26)$$

Для знаходження струму в дискретних гілках лінії використовуємо вираз (16):

$$\frac{di_j}{dt} = \frac{1}{2L_0\Delta x}(u_{j-1} - u_{j+1}) - \frac{R_0}{L_0}i_j, \quad j=1, \dots, N. \quad (27)$$

Сумісному інтегруванню підлягає така система диференціальних рівнянь: (10), (11), (15), (17), (27) з урахуванням (12), (13), (21), (23), (26).

На основі розробленої математичної моделі, мовою програмування Visual Fortran, було написано програмний код, який дає змогу проводити комп'ютерні симуляції. Комп'ютерна симуляція здійснювалася для двох дослідів. У першому досліді відбувався запуск лінії в режимі неробочого ходу, а в другому – у режимі віддаленого короткого замикання (виводи лінії замкнені накоротко). Для розрахунків взято реальну лінію електропередачі 750 кВ, яка з'єднує ПС «Західноукраїнська» (Україна) з ПС «Альбертгірша» (Угорщина); трансформатор типу АОДЦТН-333000/750/330, напруга живлення трансформатора $e = 279 \cdot \sin(\omega t)$ кВ. Лінія має такі параметри: $l = 476$ км, $R_0 = 1,9 \cdot 10^{-5}$ Ом/м, $L_0 = 9,24 \cdot 10^{-7}$ Гн/м, $C_0 = 1,3166 \cdot 10^{-11}$ Ф/м, $g_0 = 3,25 \cdot 10^{-11}$ См/м. При дискретизації рівнянь за просторовою координатою крок був рівний $\Delta x = l/20 = 23,8$ км. Дискретизовані рівняння електромагнітного стану є досить жорсткими, тому інтегрування здійснювалося неявним методом Гіра другого порядку.

На рис. 2 і 3 репрезентовано просторові розподіли функцій напруги та струму в момент часу $t = 0,005$ с у режимі неробочого ходу та короткого замикання відповідно. Ці рисунки дуже добре відображають перебіг хвильових електромагнітних процесів у лінії електропередачі. Проаналізуємо ці рисунки.

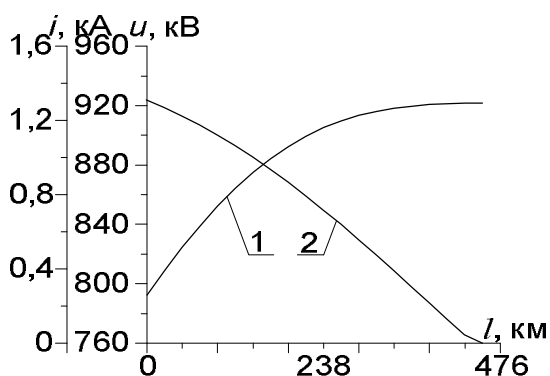


Рис. 2. Просторовий розподіл функції напруги (1) та функції струму (2) в момент часу $t = 0,005$ с у режимі неробочого ходу

Fig. 2. Spatial distribution of the voltage function (1) and the current function (2) at the moment of time $t = 0,005$ s in the non-working mode

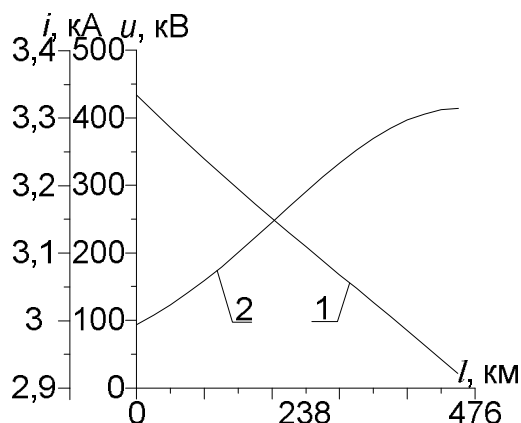


Рис. 3. Просторовий розподіл функції напруги (1) та функції струму (2) в момент часу $t = 0,005$ с у режимі короткого замикання

Fig. 3. Spatial distribution of the voltage function (1) and the current function (2) at the moment of time $t = 0.005$ s in the short-circuit mode

Під час запуску лінії електропередачі в режимі неробочого ходу (див. рис. 2) (цей режим є присутнім практично завжди перед синхронізацією роботи енергосистем) у момент часу $t = 0,005$ с напруга на початку лінії мала значення 795 кВ, поступово збільшуючись уздовж лінії до значення 920 кВ у кінці. Іншу картину бачимо з просторовим розподілом функції струму. Тут струм на початку лінії мав значення 1,3 кА, поступово зменшуючись уздовж лінії до нуля (лінія працює в режимі неробочого ходу).

Зовсім протилежна ситуація просторових розподілів функцій струму та напруги в той самий час у режимі короткого замикання (див. рис. 3). Тут, навпаки, функція напруги найбільше значення мала на початку лінії – 430 кВ, поступово зменшуючись до нуля в кінці (лінія в кінці замкнена накоротко). Стосовно картини розподілу струму, то він на початку лінії має значення 3 кА, а в кінці – 3,3 кА.

На рис. 4 і 5 подано часові розподіли функції напруги посередині лінії та функції струму в передостанній гілці дискретизованої лінії в режимі неробочого ходу. Аналізуючи перехідний процес напруги (див. рис. 4), бачимо, що її фазне миттєве амплітудне значення сягає 810 кВ, що становить $1,26U_{MP}$. Вищенаведені значення напруги свідчать про наявність у лінії ефекту Ферранті. Це явище легко пояснюється режимом роботи лінії та відсутністю реакторів на її кінцях. Стосовно картини фазного струму (див. рис. 5), то він після закінчення перехідного процесу набуває усталеного амплітудного значення 40 А. Попри те, що лінія працює в режимі неробочого ходу, струми витоку

та струми в елементах лінії будуть присутніми. Власне, причина цього – це ємнісні струми між проводами лінії. Очевидно, що в кінці лінії електропередачі струм дорівнюватиме нулю, оскільки вона ненавантажена.

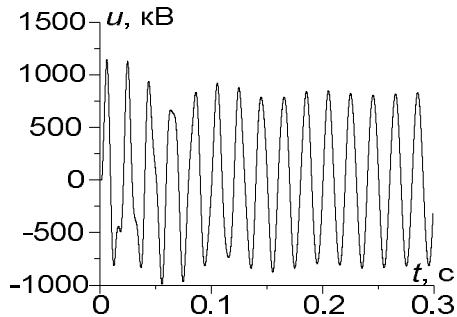


Рис. 4. Напруга на N -му вузлі дискретизованої лінії в режимі неробочого ходу

Fig. 4. Voltage at the N^{th} node of the discretized line in the non-working mode

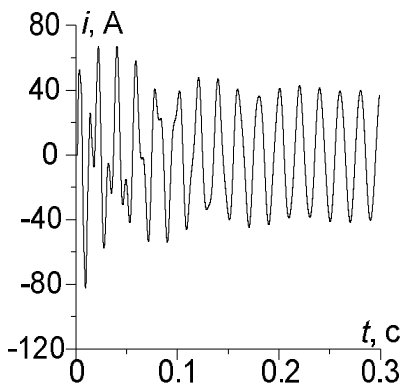


Рис. 5. Струм передостанньої гілки дискретизованої лінії в режимі неробочого ходу

Fig. 5. The current of the penultimate branch of the discretized line in the non-working mode

Рис. 6 і 7 репрезентують часові розподіли функцій напруги та струму посередині лінії в режимі короткого замикання (цей режим присутній практично завжди при неуспішному автоматичному повторному ввімкненні). З рис. 6 бачимо, що після завершення перехідного процесу напруга посередині лінії набуває усталеного амплітудного значення 280 кВ. Аналізуючи перехідний процес струму короткого замикання, бачимо, що під час ввімкнення лінії ударний струм сягнув значення 6 кА, також видно, що в ньому присутня значна аперіодична складова.

Дуже інформативними є рис. 8 та 9, вони репрезентовані в 3D форматі. Родзинкою їх інформативності є те, що часові та просторові розподіли

функцій струму (див. рис. 8) та напруги (див. рис. 9) об'єднані воедино і відтворюють рух електромагнітної хвилі в просторі й часі.

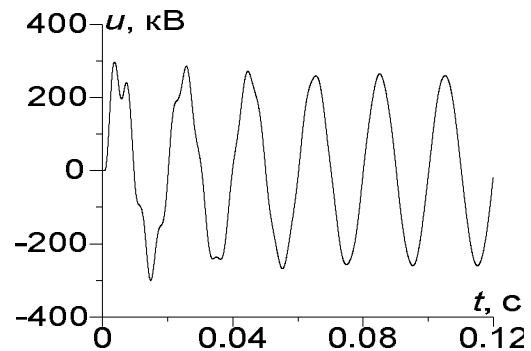


Рис. 6. Напруга посередині лінії в режимі короткого замикання

Fig. 6. Voltage along the middle of the line in the short-circuit mode

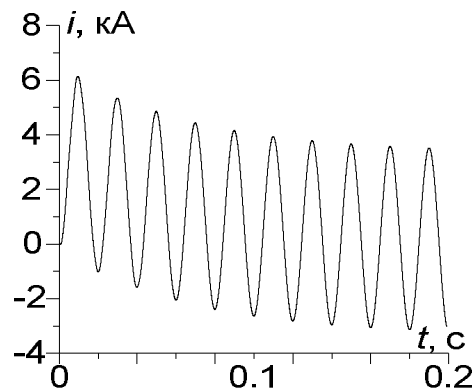


Рис. 7. Струм посередині лінії в режимі короткого замикання

Fig. 7. Current in the middle of the line in the short-circuit mode

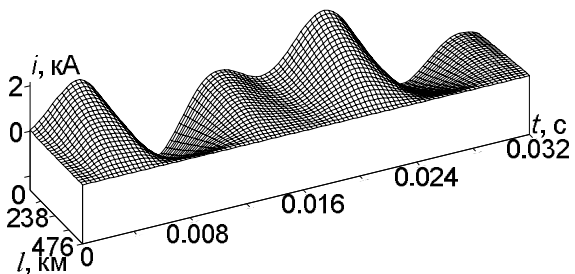


Рис. 8. Часово-просторовий розподіл функції струму в лінії у момент часу $t \in [0; 0,032]$ с для режиму неробочого ходу

Fig. 8. Time-spatial distribution of the current function in the line at the time $t \in [0; 0,032]$ s for the non-working stroke

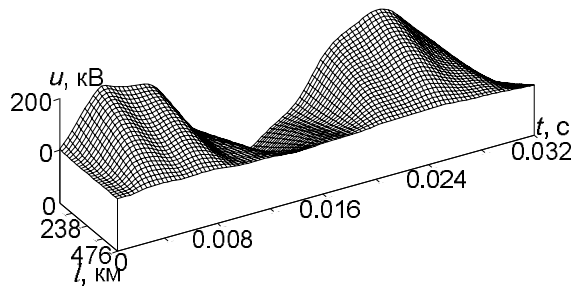


Рис. 9. Часово-просторовий розподіл функції напруги в лінії у момент часу $t \in [0; 0,032]$ с для режиму короткого замикання

Fig. 9. Time-spatial distribution of the voltage function in the line at the time $t \in [0; 0,032]$ s for short-circuit conditions

Рис. 8 доцільно аналізувати разом із рис. 2, 4 та 5, а рис. 9 – з рисунками 3, 6 і 7.

Висновки. 1. Використання варіаційних підходів до моделювання перехідних процесів у електротехнічних системах пересилання енергії уможливило побудову математичних моделей їх елементів виходячи виключно з єдиного енергетичного підходу, що спрощує роботу вузького спеціаліста, не потребуючи розширення його фаху. Натомість побудова моделі досліджуваного об'єкта зводиться лише до формування розширеного функціоналу дії з подальшою мінімізацією останнього.

2. Досвід показує, що дослідження перехідних процесів в електротехнічних системах пересилання енергії з довгими лініями зазвичай здійснюється шляхом еквівалентності відомого диференціального рівняння довгої лінії за допомогою колових заступних схем. Такий підхід дещо спрощує реальну картину фізичних процесів у лінії, зокрема не дає змоги врахувати такий важливий чинник, як швидкість руху електромагнітної хвилі у лінії. Застосування апарату чисельно-методного інтегрування диференціального рівняння довгої лінії дає змогу розв'язувати згадані рівняння як

крайову або змішану задачу, що, зрозуміло, потребує наявності крайових умов, які не завжди явно представлені.

Бібліографічний список

1. Кирик В. В. Електричні мережі та системи. Київ: НТУУ «КПІ», 2014. 130 с.
2. Левонюк В. Математичне моделювання перехідних електромагнітних процесів у мостовій системі випрямлення трифазного змінного струму на основі варіаційних підходів. *Вісник Львівського національного аграрного університету. Агроінженерні дослідження*. 2019. № 23. С. 67-74.
3. Левонюк В. Р. Методи та засоби аналізу комутаційних перехідних процесів у лініях електропередачі надвисокої напруги на основі варіаційних підходів: дис. ... канд. техн. наук. Львів, 2019. 209 с.
4. Рудевіч Н. В. Математична модель лінії електропередач в фазних координатах для дослідження електромагнітних перехідних процесів. *Вісник Національного технічного університету «ХПИ». Енергетика: надійність та енергоефективність*. 2013. № 59. С. 117-123.
5. Чабан А. В. Принцип Гамільтона – Остроградського в електромеханічних системах. Львів: Вид-во Тараса Сороки, 2015. 488 с.
6. Czaban A., Szafraniec A., Levoniuk V. Mathematical modelling of transient processes in power systems considering effect of high-voltage circuit breakers. *Przeglad Elektrotechniczny*. 2019. Nr 1. P. 49-52.
7. Model matematyczny układu energetycznego składającego się z transformatora mocy, linii długiej oraz obciążenia RLC / A. Czaban, M. Lis, K. Klatow, M. Patro, A. Gastolek. *Przeglad Elektrotechniczny*. 2017. Nr 1. P. 133-136.
8. Nayir A. Simulation of transient processes on overvoltage in electric transmission lines using ATP-EMTP. *Turkish Journal of Electrical Engineering & Computer Sciences*. 2013. No 5. P. 1553- 556.
9. Nobre D. M., Boaventura W. C., Neves W. L. Phase-Domain Network Equivalents for Electromagnetic Transient Studies. *International Conference on Power Systems Transients: materials of the conference (Montreal, June 19-23, 2005)*. Montreal, 2005. Paper No. IPST05-180.
10. Soares A., Schroeder M. A. O., Visacro S. Transient voltages in transmission lines caused by direct lightning strikes. *IEEE Transactions on Power Delivery*. 2005. Vol. 20, iss. 2. P. 1447-1452.

Стаття надійшла 05.09.2022

СТАБІЛІЗАЦІЯ НАПРУГИ ВУЗЛА ЕЛЕКТРИЧНОГО НАВАНТАЖЕННЯ ЗА ДОПОМОГОЮ ДВООПЕРАЦІЙНИХ ТИРИСТОРІВ

Андрій Чабан¹, д. т. н., Євген Федів², к. т. н., Ольга Сівакова³, к. т. н., Іван Дробот⁴

*¹Львівський національний університет природокористування,
вул. Володимира Великого, 1, м. Дубляни, Львівський р-н, Львівська обл., Україна,
e-mail: atchaban@gmail.com,*

*²Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, Україна,
e-mail: yevhen.i.fediv@lpnu.ua,*

*³Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, Україна,
e-mail: olha.m.sivakova@lpnu.ua,*

*⁴Львівський національний університет природокористування,
вул. В. Великого, 1, м. Дубляни, Львівський р-н, Львівська обл., Україна,
e-mail: dim39.2017@gmail.com*

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2022.26.101>

Чабан А., Федів Є., Сівакова О., Дробот І. Стабілізація напруги вузла електричного навантаження за допомогою двоопераційних тиристорів

У статті здійснено аналіз способів стабілізації напруги у вузлі електричного навантаження. Для стабілізації напруги у вузлі можна використати декілька методів: зменшити коефіцієнт трансформації силового трансформатора або збільшити напругу на первинній обмотці трансформатора. Зрозуміло, що згадані методи, з одного боку, збільшують напругу вузла навантаження, а з іншого – збільшують струми в обмотках трансформатора (закон Ома). Існує інший метод збільшення досліджуваної напруги, який полягає в додатковому підключенні паралельно до вузла навантаження додаткової вітки, яку загалом можна подати як активно-ємнісне навантаження. Такий підхід призводить до зменшення струму у вторинній обмотці трансформатора, а отже – до збільшення напруги вузла електричного навантаження. В усталеному процесі така стабілізація напруги отримала назву – компенсація реактивної потужності. Отже, основним критерієм компенсації реактивної потужності у вузлах електричного навантаження є зменшення струму у вузлі за рахунок впровадження елементів активно-ємнісного характеру.

Ми пропонуємо такий пристрій, який складається з активного елемента, шунтованого двома двоопераційними тиристорами, підключеними зустрічно паралельно. Двоопераційні тиристори дають змогу керувати напругою елемента в досить широкому діапазоні. Випрямлячі на основі двоопераційних тиристорів за відповідних законів керування імпульсом можна умовно розглядати як активно-ємнісні елементи, тобто джерела реактивної потужності.

У статті представлено побудовану математичну модель спрощеного вузла електричного навантаження, який складається з віток активно-індуктивного навантаження та стабілізуючого пристрою мостового типу з двома двоопераційними тиристорами. На цій підставі розглянуто питання стабілізації напруги згаданого вузла. Отримано результати комп'ютерної симуляції електромагнітних процесів у вигляді рисунків і проаналізовано їх.

Ключові слова: вузол електричного навантаження, стабілізація напруги, математична модель, двоопераційні тиристори, комп'ютерна симуляція.

Chaban A., Fediv E., Sivakova O., Drobot I. Stabilization of the voltage of the electrical load unit by using two-operation thyristors

The article analyzes methods of voltage stabilization in the electric load node. Several methods can be used to stabilize the voltage at the node, namely to reduce transformation ratio of the power transformer or increase the voltage of the primary winding of the transformer. It is clear that the mentioned methods, on one hand, increase the voltage of the load node, and on the other hand, they increase the resistances in the transformer windings (Ohm's law). There is another method to increase the tested voltage, which consists in the additional connection of an additional line in parallel to the load node, which in general can be presented as an active-capacitive load. This approach leads to a decrease in the current in the secondary winding of the transformer, which means an increase in the voltage of the electrical load node. In the established process, such voltage stabilization was called reactive power compensation. Therefore, the main criterion for reactive power compensation in electric load nodes is reduction of the current in this node due to introduction of active-capacitive elements.

Authors of the research offer such device, which consists of an active element shunted by two two-operation thyristors connected in opposite parallel. Bi-operational thyristors make it possible to control the voltage of the element in a fairly

wide range. Rectifiers based on two-operation thyristors can be conditionally considered as active-capacitive elements, i.e. sources of reactive power, according to the corresponding pulse control laws.

This article presents a constructed mathematical model of a simplified electrical load node, which consists of circuits of an active-inductive load and a bridge-type stabilizing device with two double-operation thyristors. On this basis, the issue of voltage stabilization of the mentioned node was considered. The obtained results of computer simulation of electromagnetic processes in the form of drawings are analyzed.

Key words: electric load node, voltage stabilization, mathematical model, two-operation thyristors, computer simulation.

Постановка проблеми. Стабілізація напруги вузла електричного навантаження є однією з актуальних проблем сучасної електротехніки. Особливо питання набуває чинності в системах великої та середньої потужності. Генезис згаданого питання є відомим, а фізична суть його ґрунтується на так званих зовнішніх характеристиках синхронного генератора (залежність напруги генератора від струму якоря за постійного струму збудження за різних типів електричного навантаження: R-L, R, R-C) [4; 5]. Активно-індуктивне навантаження найбільше «садить» напругу на виводах якоря генератора, а відтак воно «садить» напругу вузла електричного навантаження, оскільки переважна більшість елементів віток вузлів електричного навантаження становить власне навантаження згаданого типу (силові трансформатори, асинхронні електроприводи, реактори тощо) [6]. Для стабілізації напруги у вузлі можна використати декілька методів. Наприклад, зменшити коефіцієнт трансформації силового трансформатора або збільшити напругу на первинній обмотці трансформатора. Зрозуміло, що згадані методи, з одного боку, збільшують напругу вузла навантаження, а з іншого – збільшують струми в обмотках трансформатора (закон Ома). Існує інший метод збільшення досліджуваної напруги, який полягає в додатковому підключенні паралельно до вузла навантаження додаткової вітки, яку загалом можна подати як активно-ємнісне навантаження. Такий підхід призводить до зменшення струму у вторинній обмотці трансформатора, а отже – до збільшення напруги вузла електричного навантаження. В усталеному процесі така стабілізація напруги отримала назву – компенсація реактивної потужності. Отже, основним критерієм компенсації реактивної потужності у вузлах електричного навантаження є зменшення струму у вузлі за рахунок впровадження елементів активно-ємнісного характеру, наприклад, використання компенсаційних батарей, синхронних електроприводів (синхронних компенсаторів) або специфічних пристроїв найрізноманітнішої природи.

У цій праці ми пропонуємо один із таких пристроїв, який складається з активного елемента, зашунтованого двома двоопераційними тиристорами, підключеними зустрічно паралельно. Двоопераційні тиристри – це такий тип напівпровід-

никових елементів, які подібно до звиклого тиристора відкриваються за допомогою керуючого імпульсу, а закриваються не в природний спосіб (при переході струму через нуль), а за допомогою іншого керуючого сигналу. Тобто двоопераційні тиристри дають змогу керувати напругою елемента в досить широкому діапазоні.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. З теорії електропостачання відомо, що використання різноманітних звиклих випрямлячів тиристорного типу в загальному випадку відносно вузла електричного навантаження можна розглядати як специфічні елементи умовно активно-індуктивного типу, тобто споживачами реактивної потужності [7; 8]. Натомість подібні випрямлячі на основі двоопераційних тиристорів за відповідних законів керування імпульсом можна умовно розглядати як активно-ємнісні елементи, тобто джерела реактивної потужності [1–4]. Аналізуючи згадане, ми задалися логічним питанням, який фізичний зміст мають такі твердження, адже в першому випадку немає індуктивності, а в другому – немає ємності. Відповідь на це питання ґрунтується на теорії нелінійних елементів. Оскільки питання щодо компенсації реактивної потужності стосується лише синусоїдальних величин (зрозуміло, в усталених процесах), то, на нашу думку, ставити питання про споживання або генерування реактивної енергії в нелінійних елементах некоректно, оскільки це суперечить самому визначенню поняття *виключно розрахункової величини – реактивної потужності*. Тому надалі ми розглядатимемо проблему лише у фізичній площині, а отже, згадані вище пристрої розглядатимемо як пристрої стабілізації напруги вузла електричного навантаження.

Постановка завдання. Наше завдання – побудувати математичну модель спрощеного вузла електричного навантаження, який складається з віток активно-індуктивного навантаження та стабілізуючого пристрою мостового типу з двома двоопераційними тиристорами (на цій підставі розглянуто питання стабілізації напруги згаданого вузла), а також отримати результати комп'ютерної симуляції у вигляді рисунків і проаналізувати їх.

Виклад основного матеріалу. Математична модель досліджуваного об'єкта. У цій праці ми не ставили питання про використання досліджуваних пристроїв у промислових масштабах, тобто дослідження реальних вузлів електричного навантаження із силовими трансформаторами, асинхронними електроприводами, реакторами тощо. Це питання ми плануємо розглянути в подальших наших працях. Отже, задля спрощення моделі досліджуваного об'єкта ми використовуємо як вітки вузла електричного навантаження звичайні послідовно з'єднані R-L елементи (рис. 1).

$$\frac{di_1}{dt} = \frac{1}{L_1}(e(t) - V_0 - r_1 i_1); \quad (1)$$

$$\frac{di_2}{dt} = \frac{1}{L_2}(-V_0 - r_2 i_2); \quad (2)$$

$$\frac{di_3}{dt} = \frac{1}{L_3}(-V_0 - r_3 i_3); \quad (3)$$

$$V_0 = -v_x - r_4 i_4; \quad (4)$$

$$i_4 = -i_1 - i_2 - i_3, \quad (5)$$

де V_0 – напруга вузла електричного навантаження.

Побудуємо на підставі двох законів Кірхгофа математичну модель вузла електричного навантаження з компенсаційним пристроєм, який побудовано з використанням двох з'єднаних зустрічно-паралельно двоопераційних тиристорів, що шунтують резистивний елемент r_x (див. рис. 1).

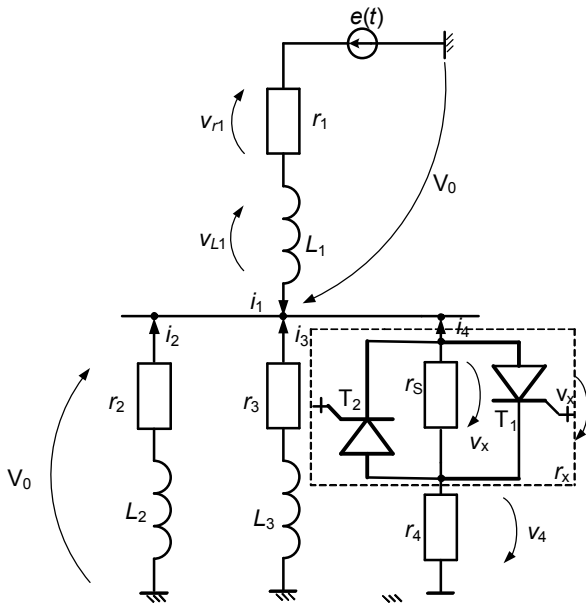


Рис. 1. Принципова електрична схема вузла електричного навантаження
Fig. 1. Schematic electrical diagram of an electrical load unit

Оскільки двоопераційні тиристори дають змогу відкривати та закривати останні в досить широкому діапазоні, то для прикладу використаємо кут керування 90° градусів. У першому випадку розглянемо кут відкриття тиристора $\alpha \in [90^\circ; 180^\circ]$, а в другому – кут закриття $\alpha \in [0^\circ; 90^\circ]$.

1. Перший випадок: $\alpha \in [90^\circ; 180^\circ]$

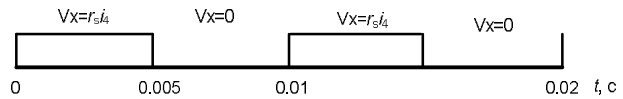


Рис. 2. Часова діаграма роботи нелінійного елемента r_x $\alpha \in [90^\circ; 180^\circ]$

Fig. 2. Time diagram of the operation of a non-linear element r_x $\alpha \in [90^\circ; 180^\circ]$

2. Другий випадок: $\alpha \in [0^\circ; 90^\circ]$

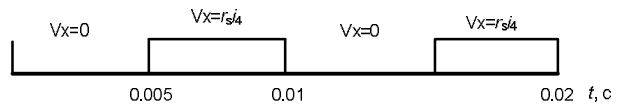


Рис. 3. Часова діаграма роботи нелінійного елемента r_x $\alpha \in [0^\circ; 90^\circ]$

Fig. 3. Time diagram of the operation of a non-linear element r_x $\alpha \in [0^\circ; 90^\circ]$

Результати комп'ютерної симуляції. Як досліджуваний об'єкт використано прототип вузла електричного навантаження, що складається з активно-індуктивних елементів та компенсаційного пристрою (див. рис. 1). Параметри електротехнічної системи такі: $e(t) = -310 \sin 314t$, $r_1 = 0,5$ Ом, $r_2 = 1$ Ом, $r_3 = 1$ Ом, $r_4 = 0,5$ Ом, $r_x = 0,5$ Ом, $L_1 = 0,001$ Гн, $L_2 = 0,01$ Гн, $L_3 = 0,01$ Гн. За таких параметрів сталі часу інтегрування диференціальних рівнянь стану системи (див. рис. 1) є досить малими, що дало змогу менш ніж за п'ять періодів (0,01 с) увійти в усталений процес. Тобто на часовому проміжку $[0,08; 0,1]$ с у вузлі повністю наступив усталений процес. Комп'ютерна симуляція процесів відбувалась у два етапи. На першому етапі аналізували електротехнічну систему для звичкої роботи тиристорів (див. рис. 1, рис. 2), а на другому – у стані керованого замикання тиристорів (рис. 3). На періоді усталеного процесу на двох етапах симуляції обчислювали середньоквадратичне значення напруги вузла електричного навантаження. Ці обчислення проводили за допомогою методу Сімпсона.

1. Приклад для кута $\alpha \in [90^0; 180^0]$ (див. рис. 2).

На рис. 4–6 показано перехідні: напругу вузла електричного навантаження, спад напруги на нелінійному елементі та спад напруги на додатковому опорі r_4 у вітці з тиристорним пристроєм, відповідно на першому етапі комп'ютерної симуляції. Тиристорний міст працює у звичайний спосіб, тобто в стані імпульсного відкриття елемента і природного його закриття (див. рис. 2). Форма напруги на нелінійному елементі представлена на

рис. 5, що відповідає часовій діаграмі роботи керуванних вентилів (див. рис. 2). Очевидно, що у відкритому стані тиристор шунтує опір r_s . А це означає, що спад напруги на згаданому опорі є нульовим. Відповідно в закритому стані струм протікає через цей опір, що, власне, й спричинює спад напруги на ньому. Такі процеси у вітці керування призводять до нелінійного перебігу напруги вузла навантаження (див. рис. 4). Ця напруга обчислюється як сума спадів напруг на нелінійному елементі та допоміжному опорі r_4 , див. вираз (4).

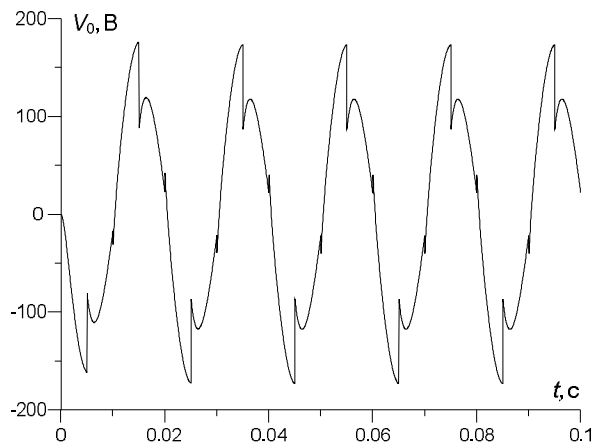


Рис. 4. Перехідна напруга вузла V_0 на першому етапі комп'ютерної симуляції

Fig. 4. Node transient voltage V_0 at the first stage of the computer simulation

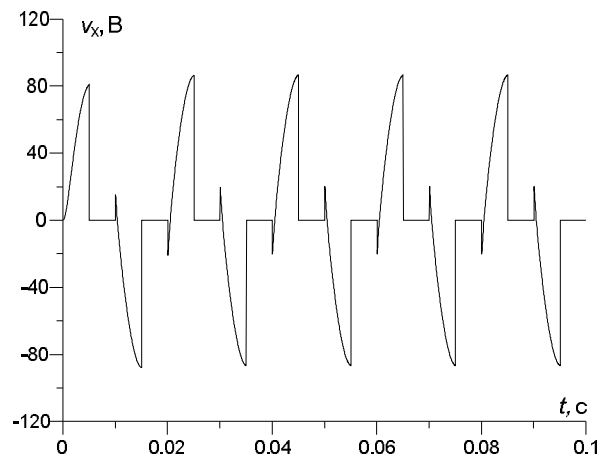


Рис. 5. Перехідна напруга на нелінійному елементі v_x на першому етапі комп'ютерної симуляції

Fig. 5. Transient voltage on the non-linear element v_x in the first stage of the computer simulation

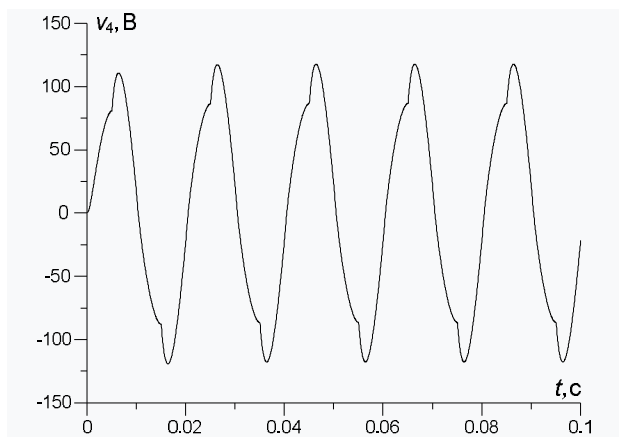


Рис. 6. Перехідна напруга вузла v_4 на першому етапі комп'ютерної симуляції

Fig. 6. Transient voltage of the node v_4 in the first stage of the computer simulation

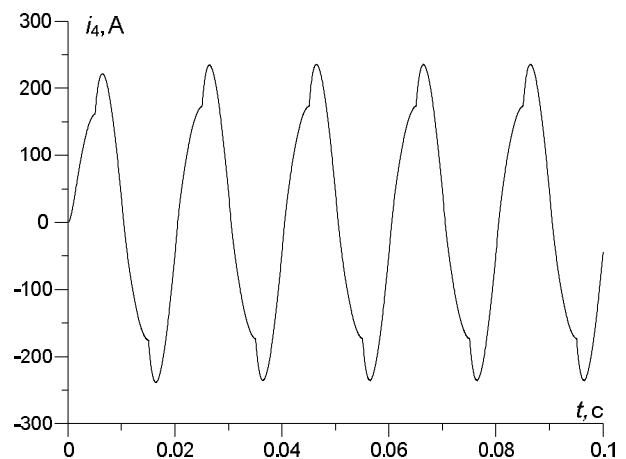


Рис. 7. Перехідний струм i_4 на першому етапі комп'ютерної симуляції

Fig. 7. Transient current i_4 at the first stage of the computer simulation

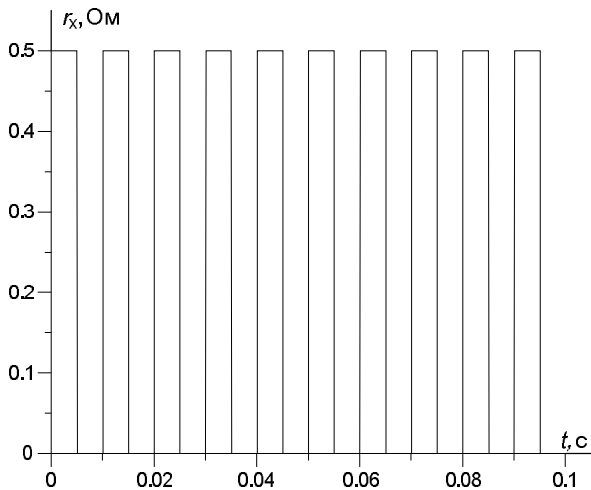


Рис. 8. Значення опору r_x нелінійного елемента як функції часу на першому етапі комп'ютерної симуляції

Fig. 8. Value of the resistance r_x of the nonlinear element as a function of time at the first stage of the computer simulation

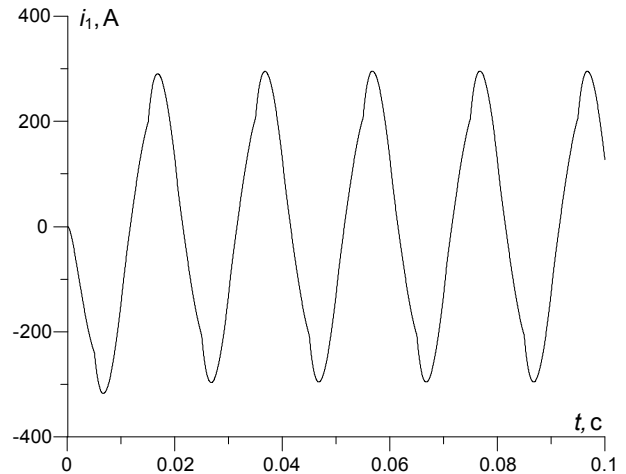


Рис. 9. Перехідний струм i_1 на першому етапі комп'ютерної симуляції

Fig. 9. Transient current i_1 at the first stage of the computer simulation

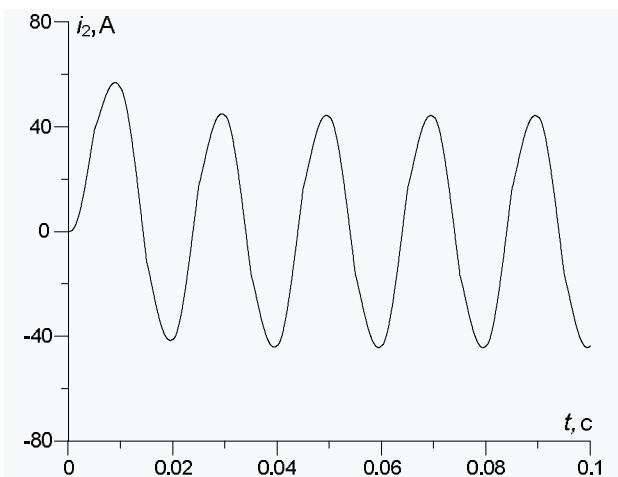


Рис. 10. Перехідний струм i_2 на першому етапі комп'ютерної симуляції

Fig. 10. Transient current i_2 at the first stage of the computer simulation

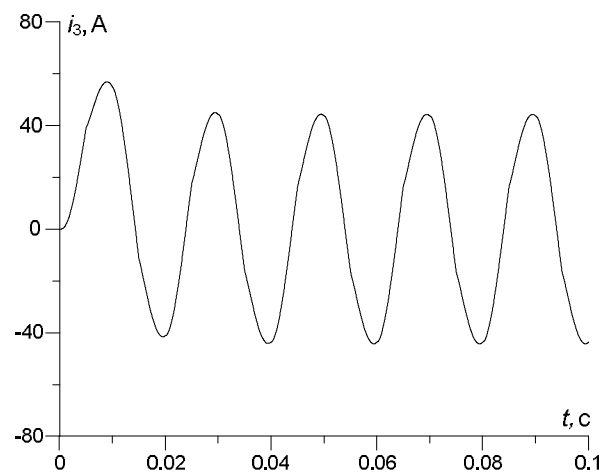


Рис. 11. Перехідний струм i_3 на першому етапі комп'ютерної симуляції

Fig. 11. Transient current i_3 at the first stage of the computer simulation

На рис. 7 показано перехідний струм i_4 на першому етапі комп'ютерної симуляції. Зрозуміло, що форма цього струму ідентична формі спаду напруги на опорі r_4 (див. рис. 6). Натомість щодо нелінійного елемента r_s , то тут форми струму й напруги кардинально різняться (див. рис. 5).

На рис. 8 показано значення опору r_x нелінійного елемента як функції часу на першому етапі комп'ютерної симуляції. Згаданий рисунок доцільно розглядати в парі з рис. 2, який репрезентує часову діаграму роботи нелінійного елемента. Від 0 до 90 градусів обидва тиристори закриті, а

отже, спад напруги на опорі r_s є максимальним. Від 90 до 180 градусів відкритий перший тиристор, який шунтує опір r_s . Далі, від 180 до 270 обидва тиристори закриті, що спричинює знову максимальний спад напруги на опорі, і від 270 до 360 градусів відкритим є другий тиристор, який знову ж таки шунтує опір r_s , чим створює нульовий спад напруги. І далі цикл повторюється.

На рис. 9 показано перехідний струм i_1 на першому етапі комп'ютерної симуляції. Нелінійність цього струму пов'язана з роботою напівпровідникового елемента в четвертій вітці вузла навантаження.

На рис. 10 і 11 показано перехідні струми i_2 та i_3 на першому етапі комп'ютерної симуляції. Вони є однакові (див. параметри схеми).

Середньоквадратичне значення напруги V_0 на часовому інтервалі $[0,08; 0,1]$ с $U_0=106,51$ В.

2. Приклад для кута $\alpha \in [0^0; 90^0]$ (див. рис. 3).

На рис. 12–14 показано ті самі напруги, що й на першому етапі симуляції, але тепер на другому

етапі. Порівняно з рис. 4–6 тепер ситуація кардинально відрізняється навіть візуально, що безперечно пов'язано з часовою діаграмою праці двоопераційних тиристорів. На перший погляд, симетричність сигналів для роботи мостового пристрою не повинна вплинути на напруги вузла та спади напруг на його елементах, натомість форми згаданих функцій показують протилежне.

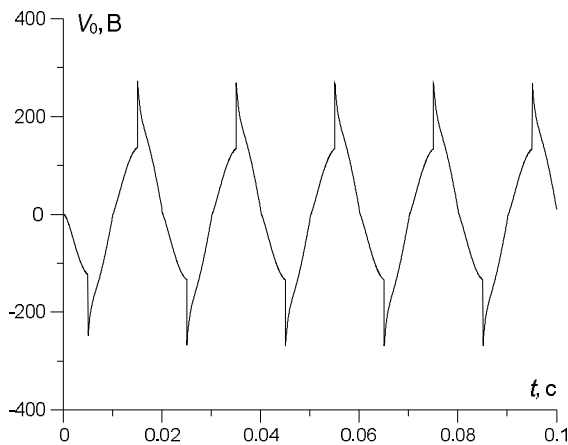


Рис. 12. Перехідна напруга вузла V_0 на другому етапі комп'ютерної симуляції

Fig. 12. Transient voltage of the node V_0 at the second stage of the computer simulation

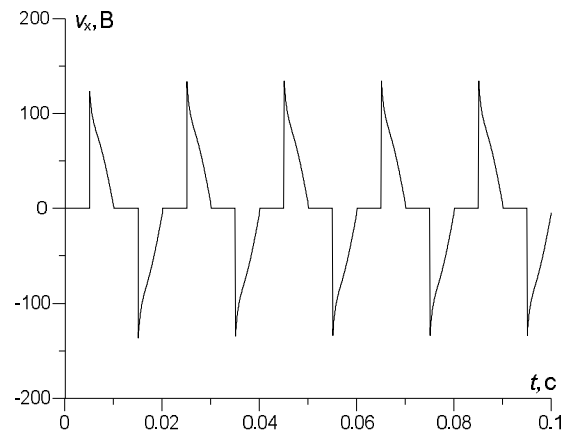


Рис. 13. Перехідна напруга на нелінійному елементі v_x на другому етапі комп'ютерної симуляції

Fig. 13. Transient voltage on the non-linear element v_x in the second stage of the computer simulation

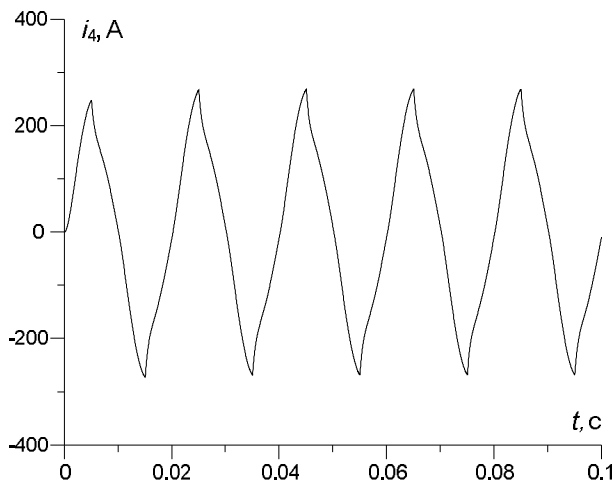


Рис. 14. Перехідна напруга вузла v_4 на першому етапі комп'ютерної симуляції

Fig. 14. Transient voltage of the node v_4 at the first stage of the computer simulation

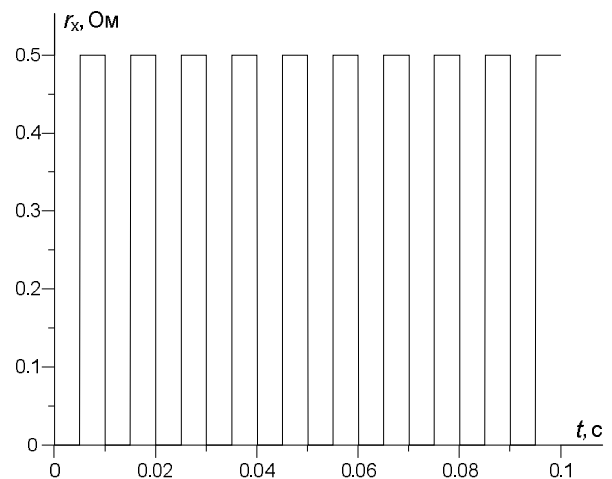


Рис. 15. Значення опору r_x нелінійного елемента як функції часу на другому етапі комп'ютерної симуляції

Fig. 15. Value of resistance r_x of a non-linear element as a function of time in the second stage of the computer simulation

На рис. 15 показано значення опору r_x нелінійного елемента як функції часу на другому етапі комп'ютерної симуляції. Тепер згаданий рисунок

доцільно розглядати в парі з рис. 3, який репрезентує часову діаграму роботи нелінійного елемента. Від 0 до 90 градусів відкритий перший тиристор,

який шунтує опір r_s . Спад напруги на нелінійному елементі дорівнює нулю. Від 90 до 180 градусів обидва тиристри закриті, а отже, спад напруги на опорі r_s є максимальним. Від 180 до 270 градусів тепер відкритим є другий тиристор, який знову ж таки шунтує опір r_s , чим створює нульовий спад напруги. І, кінцево, від 270 до 360 градусів обидва тиристри закриті, що спричинює знову максимальний спад напруги на опорі. І далі цикл повторюється. Порівняно з рис. 7 робота мостового елемента є зсунутою в часі на 180 ел. градусів.

На рис. 16 і 17 показано перехідні струми в першій та другій вітках вузла електричного навантаження на другому етапі комп'ютерної симуляції. Знову ж таки, порівняно з першим етапом симуляції тепер ситуація є іншою, особливо це стосується струму в першій вітці (див. рис. 9). Форма струмів відрізняється, що, зрозуміло, пов'язане з роботою мостового напівпровідникового елемента. Щодо рис. 17, то візуальна форма перебігу струму дещо

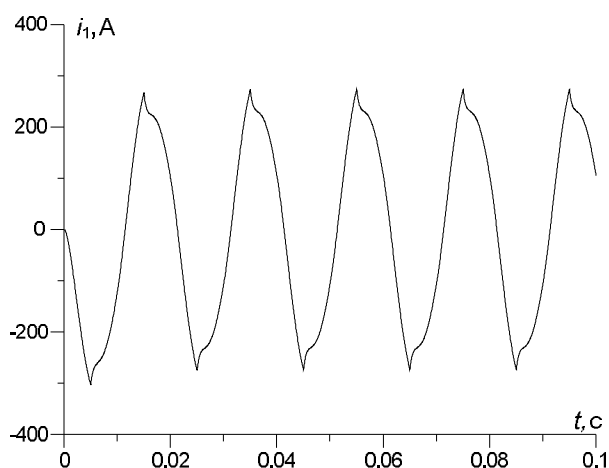


Рис. 16. Перехідний струм i_1 на другому етапі комп'ютерної симуляції

Fig. 16. Transient current i_1 at the second stage of the computer simulation

Зауважимо цікавий результат, який був нами отриманий. Якщо в електричній схемі (див. рис. 1) відкинути всі індуктивності, тобто закласти: $L_1=0$ Гн, $L_2=0$ Гн, $L_3=0$ Гн, то результати аналізу згаданої схеми будуть такими. Форми досліджуваних функцій для обох етапів комп'ютерної симуляції будуть відрізнятися, натомість середньоквадратичні значення напруги вузла електричного навантаження будуть незмінними! Це дає нам підстави стверджувати, що стабілізуючий ефект двоопераційного елемента мостового типу проявлятиме стабілізуючий ефект для напруги вузла лише в разі наявності у вітках цього вузла реактивних (тут індуктивностей) елементів.

подібна до першого етапу (див. рис. 10). Різниця проглядається в амплітудах досліджуваних функцій. На другому етапі значення амплітуд функції струму майже на 10 % є більшими порівняно з першим етапом.

Середньоквадратичне значення напруги V_0 на інтервалі $[0,08; 0,1]$ с $U_0=119,31$ В.

Порівнюючи середньоквадратичні значення напруг вузла електричного навантаження, можемо явно стверджувати про стабілізуючий ефект мостового елемента в стані керуванням закриттям тиристорами відносно напруги вузла електричного навантаження (другий етап симуляції). Натомість у звичному стані праці тиристорів ситуація протилежна – ефект зниження напруги вузла навантаження. Таким чином, можна зробити висновок, що стосовно вузла навантаження перша схема роботи елемента *формально* може розглядатись як активно-індуктивне навантаження, а друга схема – як активно-ємнісне.

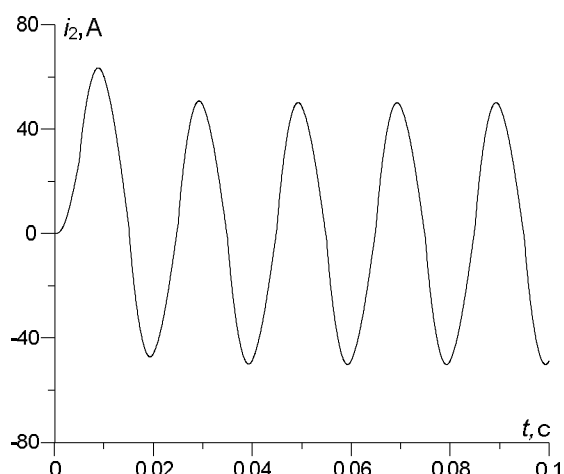


Рис. 17. Перехідний струм i_2 на другому етапі комп'ютерної симуляції

Fig. 17. Transient current i_2 at the second stage of the computer simulation

Висновки. 1. Стабілізація напруги вузла електричного навантаження є можливою в разі використання не тільки звичких компенсуючих пристроїв, наприклад, компенсаційних батарей, синхронних компенсаторів, але й у разі використання специфічних пристроїв, зокрема двоопераційних тиристорів.

2. Використання двоопераційних тиристорів у вузлах електричного навантаження спричинює глибоку нелінійність досліджуваних функціональних залежностей: напруг, струмів, потужностей.

3. Для стабілізації напруги вузла електричного навантаження необхідна обов'язкова наяв-

ність віток з реактивними елементами, зокрема з індуктивностями. У протилежному випадку стабілізація напруги є неможливою.

Бібліографічний список

1. Види комутації та енергетичні характеристики в електричних колах з ключовими елементами / М. В. Хворост та ін. *Електротехніка і електромеханіка*. 2005. № 4. С. 67-72.
2. Перетворювальна техніка. Ч. 2 / Ю. П. Гончаров та ін. Харків: Фоліо, 2000. 360 с.
3. Сівакова О., Федів Є. Особливості фазового тиристорного регулювання статичних джерел реактивної потужності. *Технічні вісті*. 2010. 1(31), 2(32). С. 48-50.
4. Чабан А. В. Принцип Гамільтона – Остроградського в електромеханічних системах. Львів: Вид-во Тараса Сороки, 2015. 488 с.
5. Chaban A., Lis M., Szafraniec A. Voltage Stabilisation of a Drive System Including a Power Transformer and Asynchronous and Synchronous Motors of Susceptible Motion Transmission. *Energies*. 2022. 15. P. 811.
6. Chaban A., Perzynski T., Popenda A. et al. Mathematical Modeling of Transient Processes in the Susceptible Motion Transmission in a Ship Propulsion System Containing a Shaft Synchronous Generator. *Energies*. 2022. 15. P. 3266.
7. Fediv Ye., Sivakova O., Korchak M. Model of Virtual Source of Reactive Power for Smart Electrical Supply Systems. *IEEE 20th International Conference on Computational Problems of Electrical Engineering (CPEE)*. 2019. P. 1-4.
8. Fediv Ye., Sivakova O., Korchak M. Multi operated virtual power plant in smart grid. *Advances in Science, Technology and Engineering Systems*. 2020. 5(6). P. 256-260.

Стаття надійшла 31.08.2022

Розділ 6

НАДІЙНІСТЬ І ТЕХНІЧНИЙ СЕРВІС МАШИН

УДК 620.16.63

ОРГАНІЗАЦІЙНО-ТЕХНОЛОГІЧНА СУМІСНІСТЬ ПРОЦЕСІВ ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ АВТОМОБІЛІВ КАТЕГОРІЇ N2

Руслан Барабаш¹, к. т. н., Андрій Шарибура¹, к. т. н.,
Зіновій Гошко¹, к. т. н., Ростислав Кудриницький², к. т. н.

¹Львівський національний університет природокористування,
вул. Володимира Великого, 1, м. Дубляни, Львівський р-н, Львівська обл., Україна,
e-mail: rbarabash@ukr.net, ascharibura@gmail.com, zdenuk@gmail.com,

²Інститут механіки та автоматики агропромислового виробництва Національної академії аграрних наук України,
вул. Вокзальна, 11, смт Глеваха, Фастівський р-н, Київська обл., Україна
e-mail: kudsl@ukr.net

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2022.26.109>

Барабаш Р., Шарибура А., Гошко З., Кудриницький Р. Організаційно-технологічна сумісність процесів технічного обслуговування автомобілів категорії N2

Організаційно-технологічна сумісність (ОТС) – це властивість, яка визначає як можливість, так і доцільність об'єднання в спільному потоці різних технологічних процесів (ТП) ремонту та технічного обслуговування (ТО). Ця властивість зумовлена подібністю конструкції, однотипністю технології та предметною гнучкістю ремонтно-технологічного обладнання, що застосовується, і, як наслідок, подібністю технологічної та виробничої структур різних технологічних процесів ремонту та технічного обслуговування. Отже, організаційно-технологічна сумісність характеризує як необхідні, так і достатні умови для об'єднання різних технологічних процесів ремонту чи технічного обслуговування в спільному потоці.

Проте це тільки потрібні умови для об'єднання технологічних процесів технічного обслуговування відмінних об'єктів у спільному потоці.

Розвиток багатопредметної спеціалізації, як поліпредметної, так і політехнологічної, є надзвичайно важливим для забезпечення ефективних процесів технічного сервісу, і вони ґрунтуються на дослідженнях організаційно-технологічної сумісності технологічних процесів.

У статті запропоновано оптимізацію виробничої структури пунктів технічного обслуговування автомобілів на стаціонарних постах досліджувати за рахунок зменшення витрат на проведення різних видів технічного обслуговування, сумістивши їх виконання у спільному потоці. Ці положення розроблено для заданої структури міжремонтного циклу та нормативного середньорічного пробігу автомобілів. Різні технічні обслуговування автомобілів можна виконувати як у спільному потоці (політехнологічна спеціалізація), так і на спеціалізованих пунктах технічного обслуговування (ПТО) (монотехнологічна спеціалізація), які вибираються з попередньо синтезованих параметричних рядів. Для обґрунтування спеціалізації слід порівняти витрати на виконання технічного обслуговування: якщо витрати у спільному потоці менші рівні витрат на спеціалізованих постах, то матимемо сумісність технологічних процесів технічного обслуговування, якщо більші, – то несумісність.

Ключові слова: автомобілі, технічне обслуговування, технологічний процес, спеціалізація, сумісність, пост.

Barabash R., Sharybura A., Hoshko Z., Kudrynetskyi R. Organizational and technological compatibility of maintenance processes of N2 category car

Organizational and technological compatibility (OTC) is a property that determines both the possibility and feasibility of combining various technological processes (TP) of repair and maintenance in a common flow. This property is due to the similarity of the design, the same type of technology and subject flexibility of the repair and technological equipment used, and, as a result, the similarity of the technological and production structures of various technological processes of repair and maintenance. Therefore, organizational and technological compatibility characterizes both necessary and sufficient conditions for combining various technological processes of repair or maintenance in a common flow.

However, these are just the necessary conditions for combining technological processes of maintenance of different objects in a common flow.

The development of multi-subject specialization, both poly-subject and poly-technological, is extremely important for ensuring effective processes of technical service and they are based on studies of the organizational and technological compatibility of technological processes.

The article proposes to investigate the optimization of the production structure of car maintenance points at stationary posts by reducing the costs of carrying out various types of maintenance due to combining their execution in a common flow. These regulations are developed for the given structure of the inter-repair cycle and the normative average annual mileage of cars. Various maintenance of cars can be performed both in a joint flow (poly-technological specialization) and at specialized points of technical service (PTS) (mono-technological specialization), which are selected from pre-synthesized parametric series. To substantiate the specialization, it is necessary to compare the maintenance costs. If the costs in the common stream are lower than the costs at the specialized posts, then the technological processes of maintenance are compatible, if they are higher, then incompatible.

Key words: cars, maintenance, technological process, specialization, compatibility, post.

Постановка проблеми. Умова об'єднання в спільному потоці різних технологічних процесів технічного обслуговування (ТО) різноманітних об'єктів зумовлена подібністю конструкції, однотипністю технології та предметною гнучкістю ремонтно-технологічного обладнання, що застосовується, і, як наслідок, подібністю технологічної та виробничої структур.

Проте це тільки потрібні умови для об'єднання технологічних процесів ТО відмінних об'єктів у спільному потоці.

Розвиток багатопредметної спеціалізації, як поліпредметної, так і політехнологічної, є надзвичайно важливим для забезпечення ефективних процесів технічного сервісу, і вони ґрунтуються на дослідженнях організаційно-технологічної сумісності (ОТС) технологічних процесів (ТП).

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Проблеми забезпечення ефективності ТП ТО машин присвячено багато публікацій [1–4; 9–11; 14–16; 18; 19].

Дослідження ОТС ТП, які виконуються на технологічних лініях (ТЛ), висвітлені в багатьох працях Р. Д. Кузьмінського та І. Г. Стукальця. У працях [5–8; 10; 12; 13; 17] обґрунтовано сумісність ремонту об'єктів різних марок у спільному потоці, подано визначення ОТС та коефіцієнтів для оцінки доцільності об'єднання процесів у спільному потоці. Визначено, що ОТС залежить від продуктивності, річної програми ремонту, конструктивно-технологічного базису, ремонтно-технологічного обладнання.

Однак проблема оптимізації ОТС процесів ТО на стаціонарних постах досі залишається недослідженою.

Постановка завдання. Метою дослідження є оптимізація виробничих процесів та мінімізація витрат на ТО автомобілів, що є одним з визначальних чинників для автомобільно-транспортних підприємств (АТП) у виборі пункту технічного обслуговування (ПТО) для обслуговування власних машин.

Відмінне функціонування ПТО в теперішніх умовах, за наявної великої кількості приватних підприємств, автомобільний парк яких налічує

всього декілька одиниць машин, та недостатньої кількості коштів, є важливим чинником.

Виклад основного матеріалу. Як уже було зазначено, розвиток багатопредметної спеціалізації є дуже важливим для забезпечення ефективних процесів технічного сервісу, і вони ґрунтуються на дослідженнях ОТС ТП.

ОТС – це властивість, яка визначає як можливість, так і доцільність об'єднання в спільному потоці різних ТП ремонту та ТО автомобілів категорії N2. Ця властивість зумовлена подібністю конструкції, однотипністю технології та предметною гнучкістю ремонтно-технологічного обладнання, що застосовується, і, як наслідок, подібністю технологічної та виробничої структур різних ТП ремонту та ТО. Отже, ОТС характеризує як необхідні, так і достатні умови для об'єднання різних ТП ремонту чи ТО в спільному потоці [7].

Під час аналізу ОТС ТП, які виконуються на ТЛ, вважали, що сума часткових програм, яка складає загальну програму, є постійною, тобто $W_1 + W_2 = W_k = \text{const}$. Нами показано, що загальна програма W_k для процесів, які виконуються на стаціонарних постах, є непостійна величина. Це пояснюється тим, що тривалість різних процесів T_1 і T_2 неоднакова, а тому для заданого річного фонду часу зміна однієї часткової програми W_1 непропорційно змінить іншу часткову програму W_2 , це необхідно враховувати під час розрахунку показників ОТС (рис. 1).

$$Q_P \leq W_k; W_k = \text{var}, \quad (1)$$

де W_k – загальна програма ПТО, од.; Q_P – продуктивність ПТО, од.

$$W_1 + W_2 + \dots + W_n = W_k \rightarrow \text{var}, \quad (2)$$

де W_1, W_2, \dots, W_n – часткові програми різних ТО;

$$W_1 \cdot T_1 + W_2 \cdot T_2 + \dots + W_n \cdot T_n = Q_P, \quad (3)$$

де T_1, T_2, \dots, T_n – тривалість різних ТО;

$$P_1 + P_2 = 1, \quad (4)$$

де P_1, P_2 – емпіричні частоти.

Продуктивність постів для монопредметної монотехнологічної спеціалізації розраховується за відомою формулою:

$$Q_P^{TO_i} = \frac{\Phi_D}{T_{m.n}^{TO_i}}, \quad (5)$$

де Φ_D – дійсний фонд часу робітника, год; $T_{m.n}^{TO_i}$ – тривалість ТП, год.

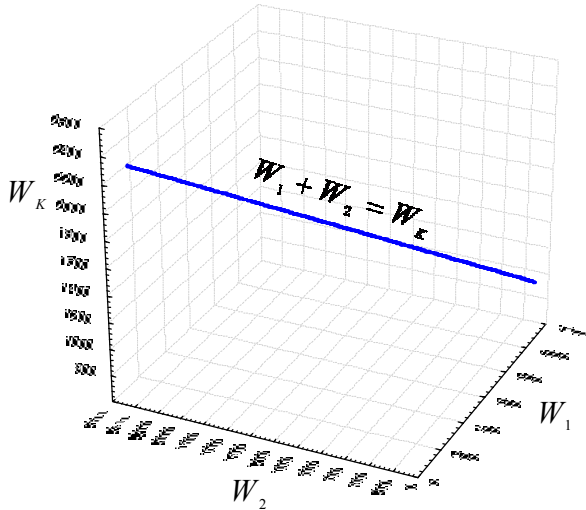


Рис. 1. Визначення загальної програми процесів, які виконуються на стаціонарних постах
Fig. 1. Determination of the general program of processes that are performed at stationary posts

Тривалість усіх видів ТО за міжремонтний період становитиме:

$$T_{\text{Ц}}^{TO} = 16 \cdot T_{m.n}^{TO-1} + 8 \cdot T_{m.n}^{TO-2} + 8 \cdot T_{m.n}^{TO-2^*}, \quad (6)$$

де $T_{\text{Ц}}^{TO}$ – тривалість технологічного циклу, год.

Продуктивність ПТО для різних варіантів поєднання у спільному потоці ТП ТО–1, ТО–2 і ТО–2* в разі дотримання структури міжремонтного циклу та з урахуванням кількості автомобілів

N у зоні обслуговування за умови нормативного середньорічного пробігу для монопредметної політехнологічної спеціалізації становитиме:

$$Q_P^{TO-2^{60}} = \frac{N \cdot Bp_{\text{сєр}}}{L_{TO-2^{60}}}, \text{ од.}; \quad (7)$$

$$Q_P^{TO-2} = \frac{N \cdot Bp_{\text{сєр}}}{L_{TO-2}} - Q_P^{TO-2^*}, \text{ од.}; \quad (8)$$

$$Q_P^{TO-1} = \frac{N \cdot Bp_{\text{сєр}}}{L_{TO-1}} - Q_P^{TO-2} - Q_P^{TO-2^*}, \text{ од.}, \quad (9)$$

де N – кількість автомобілів, од.; $Bp_{\text{сєр}}$ – середньорічний пробіг автомобіля, тис. км; Q_P^{TO-1} – продуктивність ТП ТО–1, ТО/рік; Q_P^{TO-2} – продуктивність ТП ТО–2, ТО/рік; $Q_P^{TO-2^*}$ – продуктивність ТП ТО–2*.

Продуктивність ПТО за різними видами ТО становитиме:

$$Q_P^{TO-1} + Q_P^{TO-2} + Q_P^{TO-2^*} = Q_P^{ПТО}. \quad (10)$$

На основі зіставлення річних приведених економічно-технологічних витрат на ТП ТО моно- і багатопредметної спеціалізації роблять висновок про доцільність їх об'єднання у спільному потоці [3].

Різні ТО автомобілів категорії N2 можна виконувати як у спільному потоці (політехнологічна спеціалізація), так і на спеціалізованих ПТО (монотехнологічна спеціалізація), які вибираються з попередньо синтезованих параметричних рядів (див. табл.). Для обґрунтування спеціалізації необхідно порівняти витрати на виконання ТО: якщо витрати у спільному потоці менші рівні витрат на спеціалізованих постах, то матимемо сумісність ТП ТО, якщо більші, – то несумісність (рис. 2).

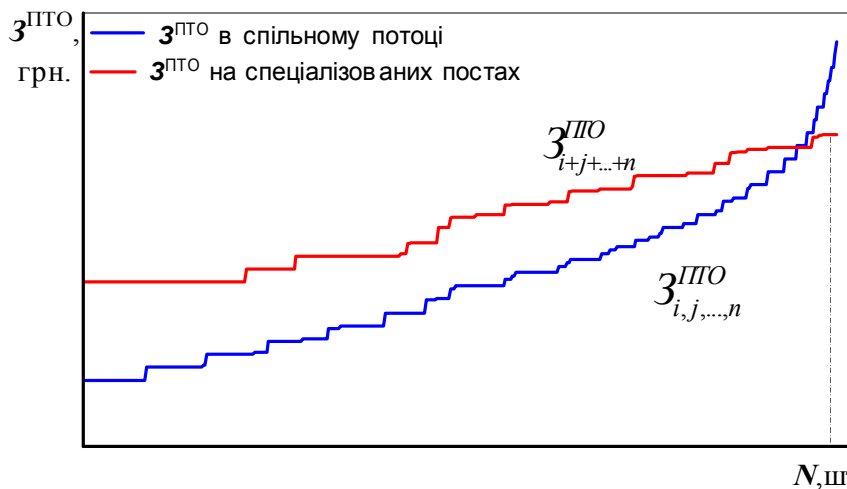


Рис. 2. Витрати на проведення монотехнологічної та політехнологічної спеціалізації
Fig. 2. Costs for mono-technological and poly-technological specialization

Таблиця. Визначення витрат ПТО на спеціалізованих постах (монопредметна монотехнологічна спеціалізація)

Table. Determining the costs of maintenance point at specialized posts (mono-subject mono-technological specialization)

$N, \text{ од.}$	$Q_P^{TO_i}$	$Q_P^{TO_j}$	$Q_P^{TO_k}$	$Q_P^{TO_n}$	$Z_{TO_i}^{ПТО}$	$Z_{TO_j}^{ПТО}$	$Z_{TO_k}^{ПТО}$	$Z_{TO_n}^{ПТО}$	$Z_{TO_{i,j,\dots,n}}^{ПТО}$	$Z_{TO_{i+j+\dots+n}}^{ПТО}$
N_1	Q_2	Q_1	Q_0	Q_0	Z_{i1}	Z_{j1}	Z_{k1}	Z_{n1}	$Z_{i,j,\dots,n1}$	$Z_{i+j+\dots+n1}$
N_2	Q_3	Q_2	Q_1	Q_0	Z_{i2}	Z_{j2}	Z_{k2}	Z_{n2}	$Z_{i,j,\dots,n2}$	$Z_{i+j+\dots+n2}$
N_3	Q_5	Q_2	Q_2	Q_0	Z_{i3}	Z_{j3}	Z_{k3}	Z_{n3}	$Z_{i,j,\dots,n3}$	$Z_{i+j+\dots+n3}$
...
N_{200}	Q_{300}	Q_{150}	Q_{113}	Q_{37}	Z_{i200}	Z_{j200}	Z_{k200}	Z_{n200}	$Z_{i,j,\dots,n200}$	$Z_{i+j+\dots+n200}$
N_{201}	Q_{302}	Q_{151}	Q_{113}	Q_{37}	Z_{i201}	Z_{j201}	Z_{k201}	Z_{n201}	$Z_{i,j,\dots,n201}$	$Z_{i+j+\dots+n201}$
N_{202}	Q_{303}	Q_{152}	Q_{114}	Q_{37}	Z_{i202}	Z_{j202}	Z_{k202}	Z_{n202}	$Z_{i,j,\dots,n202}$	$Z_{i+j+\dots+n202}$
...

На рис. 2 прийняті позначення: $Z_{i,j,\dots,n}^{ПТО} \leq Z_{i+j+\dots+n}^{ПТО}$ – сумісність процесів ТП ТО або застосування монопредметної політехнологічної спеціалізації; $Z_{i,j,\dots,n}^{ПТО} \geq Z_{i+j+\dots+n}^{ПТО}$ – несумісність процесів ТП ТО або застосування монопредметної монотехнологічної спеціалізації.

Затрати ПТО на спеціалізованих постах (монопредметна монотехнологічна спеціалізація) становитимуть:

$$Z_i^{ПТО} + Z_j^{ПТО} + \dots + Z_n^{ПТО} = Z_{i+j+\dots+n}^{ПТО}, \quad (12)$$

де $Z_i^{ПТО}, Z_j^{ПТО}, \dots, Z_n^{ПТО}$ – затрати певного виду ТП ТО.

Відмінність затрат ПТО при

$$Z_{i,j,\dots,n}^{ПТО} - Z_{i+j+\dots+n}^{ПТО} = \Delta Z^{ПТО}, \quad (13)$$

де $Z_{i,j,\dots,n}^{ПТО}$ – затрати ПТО монопредметної політехнологічної спеціалізації; $Z_{i+j+\dots+n}^{ПТО}$ – затрати ПТО монопредметної монотехнологічної спеціалізації

Висновки

1. Запропонована методика аналізу ОТС ТП, які виконуються на стаціонарних постах, передбачає врахування непропорційності зміни часткових програм (W_1, W_2) ТО відповідно до співвідношень їхньої тривалості. Як наслідок, загальна програма ТО (W_k) є змінною.

2. Застосування цієї методики для аналізу процесів ТО автомобілів дало змогу підвищити точність розрахунку показників ОТС як для різних

рівнів завантаження ПТО за продуктивністю, так і для окремих виробничих структур ПТО загалом.

3. Виробнича структура ПТО залежить від спеціалізації (функціонального призначення), яка може бути моно- чи поліпредметною (за об'єктом обслуговування) та моно- чи політехнологічною (за видом ТО). Спеціалізація ПТО обґрунтовується на підставі аналізу ОТС різних ТП у спільному потоці.

Бібліографічний список

1. Барабаш Р. І., Михалюк М. А. Аналіз залежностей параметрів та показників ефективності технологічного процесу ТО-2 та ТО-3 тракторів ХТЗ-16131. *Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету: електрон. наук. фахове вид. Мелітополь: ТДАТУ, 2021. Вип. 11, т. 2. С. 23. URL: <http://www.tsatu.edu.ua/tstt/wp-content/uploads/sites/6/naukovyj-visnyk-tdatu-2021-vypusk-11-tom-2.pdf> (дата звернення: 26.12.2021).*
2. Вплив збільшення кількості постів на показники ефективності технологічних процесів технічного обслуговування тракторів ХТЗ-3522 / Р. Д. Кузьмінський, В. В. Іванишин, Р. І. Барабаш, О. В. Ткач. *Збірник наукових праць Подільського державного аграрно-технічного університету. Технічні науки. 2016. № 24, т. 2. С. 175-184.*
3. Кузьмінський Р. Д., Барабаш Р. І. Організаційно-технологічна сумісність технологічних процесів, які виконуються на стаціонарних постах. *Крамаровські читання: матеріали VI Міжнар. наук.-техн. конф. (Київ, 21 лют. 2019 р.). Київ: Вид. центр НУБіП України, 2019. С. 257-259.*
4. Кузьмінський Р. Д. Вплив динаміки зміни часткових програм ремонту на залежності показників організаційно-технологічної сумісності від тривалості такту.

Вісник Львівського національного аграрного університету. Агроінженерні дослідження. 2009. № 13, т. 2. С. 43-51.

5. Кузьмінський Р. Д. Організаційно-технологічна сумісність процесів ремонту різних об'єктів у спільному потоці. *Надійність і ремонт машин у сільському господарстві*: зб. наук. праць. Львів: Львів. держ. с.-г. ін-т, 1992. С. 17-29.

6. Кузьмінський Р. Д. Результати розрахунку областей та коефіцієнтів організаційно-технологічної сумісності для технологічних ліній. *Надійність і ремонт машин у сільському господарстві*: зб. наук. праць. Львів: Львів. держ. с.-г. ін-т, 1993. С. 27-39.

7. Кузьмінський Р. Д. Розрахунок організаційно-технологічної сумісності процесів ремонту різних об'єктів з урахуванням динаміки зміни часткових програм. *Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація.* Кіровоград: КНТУ, 2011. Вип. 24, ч. 2. С. 50-53.

8. Кузьмінський Р. Д. Система показників організаційно-технологічної сумісності процесів ремонту. *Надійність і ремонт машин у сільському господарстві*: зб. наук. праць. Львів: Львів. держ. с.-г. ін-т, 1992. С. 29-40.

9. Кузьмінський Р. Д., Соколовський О. Р. Алгоритм проектування технологічних процесів, які виконуються на стаціонарних постах. *Сільськогосподарські машини*: зб. наук. статей. Луцьк, 2011. Вип. 21, т. 1. С. 228-235.

10. Кузьмінський Р. Д. Удосконалення системи показників організаційно-технологічної сумісності процесів ремонту різних об'єктів у спільному потоці. *Теорія і практика розвитку АПК*: матеріали Міжнар. наук.-практ. форуму (19-20 верес. 2006 р.). Львів: Львів. держ. аграр. ун-т, 2006. Т. 2. С. 354-359.

11. Кузьмінський Р. Структура, параметри та ефективність технологічних процесів ремонту. *Вісник Львівського державного аграрного університету. Агроінженерні дослідження.* 2005. № 9. С. 50-60.

12. Кузьмінський Р., Стукалець І. Організаційно-технологічна сумісність процесів ремонту головок блоків

циліндрів двигунів ЯМЗ-236, -240 на технологічних ділянках різної продуктивності. *Motrol: Motoryzacja i energetyka rolnictwa.* 2011. Т. 13D. S. 189-197.

13. Кузьмінський Р., Стукалець І. Розрахунок показників організаційно-технологічної сумісності технологічних процесів ремонту різних об'єктів для окремого такту. *Екологічні, технологічні та соціально-економічні аспекти використання матеріально-технічної бази АПК*: матеріали Міжнар. наук.-практ. форуму (17-18 верес. 2008 р.). Львів: Львів. нац. аграр. ун-т, 2008. С. 406-409.

14. Молодик М. В. Наукові основи системи технічного обслуговування і ремонту машин. Кіровоград: КОД, 2009. 180 с.

15. Молодик М. В. Прогнозування розвитку та оцінка різних форм технічного сервісу в АПК України. *Системні методи керування, технологія та організація виробництва, ремонту і експлуатації автомобілів.* Київ, 1999. Вип. 6. С. 58-62.

16. Організаційні форми технічного сервісу та прогноз їх розвитку в ринкових умовах господарювання в агропромисловому комплексі України / М. В. Молодик, А. М. Моргун, Л. І. Шаповал, О. В. Єна. Київ: Рекомендації, 2001. 170 с.

17. Стукалець І. Г. Організаційно-технологічна сумісність ремонтно-відновних процесів підприємств багатопредметної спеціалізації. *Студентська молодь і науковий прогрес в АПК*: матеріали Міжнар. студ. наук. конф. (26-30 верес. 2004 р.). Львів: Львів. держ. аграр. ун-т, 2004. С. 333-341.

18. Kuzminskyj R., Barabash R. Organizational and technological compatibility of the technological processes of second and third line maintenance of KhTZ-3522 tractors. *BIO Web of Conferences.* 2018. 10, 02015. P. 1-8. doi: 10.1051/bioconf/20181002015.

19. Organizational and technological compatibility of the technological processes of all different types of maintenance of KhTZ-3522 tractors in the joint technological flow / R. Kuzminskyj, L. Krajnyk, R. Barabash, S. Sosnowski. *Econtechmod. An International Quarterly Journal on Economics of Technology and Modelling Processes.* 2017. Vol. 6, No. 3. P. 5-16.

Стаття надійшла 20.09.2022

ЕЛЕКТРОХІМІЯ РОСТУ МАКРОТРИЩИНИ ЯК АВТОНОМНОЇ СТАДІЇ ПРОЦЕСУ КОРОЗІЙНОЇ ВТОМИ У ТИТАНОВИХ СПЛАВАХ

Олег Калахан, д. т. н.

Львівський національний університет природокористування,
вул. Володимира Великого, 1, м. Дубляни, Львівський р-н, Львівська обл., Україна,
e-mail: oleg.kalakhan@gmail.com

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2022.26.114>

Калахан О. Електрохімія росту макротріщини як автономної стадії процесу корозійної втоми у титанових сплавах

Механізм і кінетику корозійновтомного руйнування титанових сплавів вивчали електрохімічними методами: зміни електродного потенціалу E при деформуванні зразків (залежності $E-\Delta K$), зовнішньої поляризації (залежності $E_{pot}-\Delta K$). Вивчено електрохімічні процеси на свіжоутворених поверхнях за час $\tau = 5 \cdot 10^{-3}$ с їх взаємодії з розчином хлориду натрію різної концентрації (0,1; 0,5; 1,0 і 1,5 N розчини NaCl). Ідентифіковано, на основі кореляційних змін поверхні та електродного потенціалу, основні етапи процесу корозійної втоми титанових сплавів різного структурно-фазового стану. Показано, що свіжоутворені поверхні сплавів при втомі проявляють усі властивості матеріалу, здатного переходити в пасивний стан. Активація поверхні циклічно деформованих сплавів супроводжується значним знешляхетненням електродного потенціалу ($-1,2$ В) та різким збільшенням струму (159 А/м²). Регенерації пасивності притаманна триетапна зміна потенціалу і струму. Характер зміни кривих *струм-час* недеформованих і циклічно деформованих сплавів однаковий, однак в останніх струм знижується інтенсивніше.

За умов плоскої деформації залежність стабілізованого значення електродного потенціалу E_{st} від ΔK прямолінійна. Концентрація розчину підсилює або послаблює структуру сплавів. Збільшення ролі електрохімічного чинника при корозійній втомі доведено дослідженнями ефективності електрохімічного захисту: при катодній поляризації можливо повністю призупинити процес корозійновтомного росту тріщини. Необхідне зміщення потенціалу до захисного значення, за якого сповільнюється ріст втомної тріщини, становить при ΔK до $4,5$ МПа \sqrt{M} – $0,25 \dots 0,29$ В від потенціалу корозії. У водних розчинах аміаку зразки сплаву можуть бути катодно захищені від корозійновтомного руйнування за поляризації $\Delta E > 0,25$ В, при цьому час до руйнування сплаву зростає у два рази. Проаналізовано кінетику та механізм корозійновтомного руйнування титанових сплавів.

Ключові слова: титанові сплави, електродний потенціал, поляризація, деформація, механізм, електрохімічна кінетика.

Kalakhan O. Electrochemistry of macrocrack growth as an autonomous stage of the corrosion fatigue process in titanium alloys

The mechanism and kinetics of corrosion-fatigue fracture of titanium alloys are considered using the electrochemical investigations: the change of electrode potential E during specimens deformation (dependences $E-\lg N$ and $E-\Delta K$), external polarization (dependences $E_{pot}-\Delta K$). The electrochemical processes on the fresh surface (FS) for time $\tau = 5 \cdot 10^{-3}$ s of their interaction with sodium chloride solutions of different concentration (0.1; 0.5; 1.0 and 1.5 N solution) are studied. Basing on the correlation changes of the surface and the electrode potential, main stages of corrosion fatigue of titanium alloys of different structural and phase state have been indentified, It has been shown that FS of the alloys demonstrate all the properties of the material that can pass into the passive state. Activation of the alloy surface is accompanied by significant discharge of the electrode potential ($-1,2$ V) and a sharp increase of current (159 A/m²). The repassivation is characterized by a three-stage change of both the potential and the current. The variation of the curve «current–time» with deformation and without deformation is the same, however, under the deformations influence the current decreases more rapidly. Under plane strain conditions, the dependence of the stabilized electrode potential E_{st} on ΔK is of a rectilinear type. The solution concentration either increases or decreases the alloy structure. The increasing role of the electrochemical factor during corrosion fatigue is proved by the results of electrochemical protection effectiveness: during cathodic polarization the process of corrosion-fatigue crack propagation can be completely arrested. The kinetics and the mechanisms of corrosion-fatigue fracture of titanium alloys are analyzed.

Key words: titanium alloys, electrode potential, polarization, deformation, mechanism, electrochemical kinetic.

Постановка проблеми. Корозійно-механічне руйнування конструкційних металевих сплавів можна розбити на низку періодів [1; 2; 8], тривалість яких залежить від природи металу, структурно-напруженого стану досліджуваного

об'єкта, умов його навантаження. Фізично розділити ці періоди досить важко, проте такий умовний розподіл доцільно зберегти для полегшення вивчення кінетики корозійно-механічного руйнування. Тому останніми роками інтенсивно ведуть

пошук нових кінетичних підходів до оцінки корозійно-механічного руйнування конструкційних матеріалів [2–4; 10; 11], які ґрунтуються на законах механіки руйнування, електрохімії, фізики твердого тіла, фізики металів та інших фундаментальних наук. Для вивчення періодів руйнування, зокрема першого, використовують металографію, рентгенографічний, магнетометричний, резистометричний, акустичний, електрохімічний та інші аналізи, що фіксують зміну тонкої структури й фізико-хімічного стану поверхневих шарів металу [1; 2; 5; 11; 12].

Аналіз останніх досліджень і публікацій.

Наявні декілька причин доцільності вивчення закономірностей росту макротріщини як автономної стадії процесу корозійної втоми [11]. Кількісні дані про стадію росту тріщини сукупно з інтегральною оцінкою довговічності без тріщиноподібних концентраторів уможливають одержання опосередкованих відомостей про тривалість та особливості стадії зародження тріщини. Електрохімічні дослідження в цьому разі, зокрема накладання зовнішнього потенціалу в процесі випробувань металу на витривалість у корозійних середовищах, розглядають як непрямий засіб оцінки вірогідного механізму руйнування. Про зростання ролі електрохімічних чинників при корозійній втомі сплаву можна стверджувати і за ефективністю електрохімічного захисту. На сплавах за наявності катодного захисту можна повністю загальмувати процес корозійновтомного росту тріщини [10]. Традиційні методи вивчення корозійно-механічного руйнування металів ґрунтуються на визначенні кількості циклів навантажень або часу до руйнування зразків, що циклічно деформуються в корозійному середовищі, коли задані амплітуда змінних напруг або деформації [8]. Хоча такий підхід і дає цінну інформацію щодо довговічності виробів, проте не вдається глибше проаналізувати стабільність руйнування.

Постановка завдання. Наше завдання – узагальнити закономірності росту макротріщини, як автономної стадії процесу корозійної втоми конструкційних титанових сплавів, виявлених електрохімічними методами, та оцінити роль електрохімічних чинників при корозійній втомі в процесі накладання зовнішнього потенціалу поляризації для оцінки вірогідного механізму руйнування.

Матеріали і методика досліджень. Механізм і кінетику корозійновтомного руйнування

титанових сплавів ми досліджували за зміною електродного потенціалу E під час деформації зразків (залежності $E-\Delta K$ [6; 7]), у процесі накладання зовнішнього потенціалу поляризації на зразок (залежності $E_{pot}-\Delta K$ [9; 13]).

Випробовували на втому зразки із псевдо- α сплаву ПТ-3В. Електродом порівняння був насичений хлоро-срібний електрод. Використовували потенціостат П-5848.

Характеристики опору корозійновтомному руйнуванню сплаву за зовнішньої поляризації визначали з такими особливостями:

підтримували сталу швидкість росту корозійної тріщини випробуваннями зразків, які забезпечували постійність параметра ΔK , що уможливило багаторазові виміри довжини тріщини за незмінних параметрів випробувань;

розглядали незмінними зовнішні щодо тріщини як геометричного об'єкта чинники: концентрацію початкового корозійного середовища у випробувальній камері, значення електродних потенціалів на поверхні зразка;

обмежували для максимального унеможливлення спаду потенціалу поляризації у тріщині, проти поверхні, її довжину величиною близько 0,5 висоти зразка.

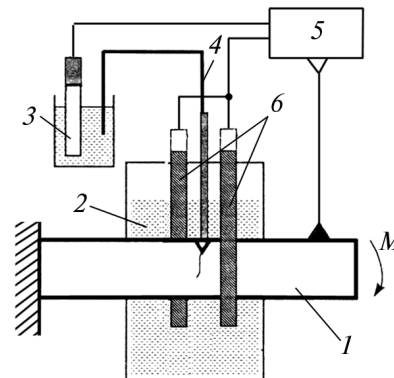


Рис. 1. Принципова схема електрохімічної поляризації корозійновтомної тріщини:

1 – зразок; 2 – камера з корозійним середовищем; 3 – допоміжні електроди; 4 – електрод порівняння; 5 – мікроелектрод для вимірювання електродного потенціалу металу

Fig. 1. Electrochemical polarization of corrosion fatigue crack (schematically):

1–specimen; 2–chamber with corrosive environment; 3–auxiliary electrode; 4–reference electrode; 5–microelectrode for measuring the electrode potential of the metal

Інформацію про вплив поляризації на швидкість росту втомної тріщини одержано накладан-

ням зовнішнього потенціалу поляризації в діапазоні $E = 0,6 \dots -1,5$ В (рис. 1). На зразку 1 з тріщиною встановлено робочу камеру 2 з корозійним середовищем. Зразок жорстко навантажувався; мікроелектрод 5 для вимірювання потенціалу металу E , електролітично зв'язаний зі стандартним електродом порівняння 4, розміщений у площині тріщини.

Вольт-амперометричні дослідження корозійної тріщини проводили в околі вершини тріщини певної площі, виокремленої на покритому хімічно стійкою плівкою зразку. У камері симетрично до тріщини закріплено два допоміжні (платинові) електроди 3. Завдяки циркуляції склад корозійного середовища сталий. Задане значення потенціалу E у вершині тріщини підтримували за допомогою потенціостата 6, змінюючи струм у колі «зразок – допоміжний електрод». Дослідження проводили за трьохелектродною схемою, в якій робочим електродом був метал в околі вершини тріщини. Значення електродного потенціалу в околі вершини тріщини вимірювали з використанням фторопластового електролітичного ключа, розміщеного в зоні розвитку тріщини та зв'язаного з електродом порівняння, що був у додатковому об'ємі. Точність вимірювання потенціалу $\pm 0,2$ мВ.

Виклад основного матеріалу. Зразки з попередньо утвореною тріщиною. Ми вивчали розвиток корозійних тріщин, використовуючи лінійну механіку для спостереження за кінетикою їхнього росту й електрохімічні методи для вивчення механізму корозійновтомного руйнування. Кінетика електродного потенціалу у випадку корозійно-циклічної тріщиноотривкості інтегрально відображає суть електрохімічних процесів на межі поділу деформований метал – середовище.

Зміна електродного потенціалу на зразках із попередньо утвореною тріщиною. У процесі дослідження циклічної тріщиноотривкості титанових сплавів виявлено залежність електродного потенціалу від величини ΔK у діапазоні $\Delta K > \Delta K_{th}$ до величини ΔK_{2-3} [4; 5]: зміщення E в негативну область значень у початковий момент із подальшою стабілізацією його значень з ростом тріщини (рис. 2) інтенсивніше для більш напруженого стану (ΔK) у вершині тріщини. Стабілізація потенціалу зі збільшенням величини ΔK настає в області від'ємніших його значень.

Проте час досягнення стабілізованого значення потенціалу E_{st} , який становить приблизно 10...30 с, практично не залежить від величини ΔK . Зміщення електродного потенціалу в область

від'ємних значень зумовлене не тільки утворенням під час росту корозійновтомних тріщин «свіжих» поверхонь у вершині тріщини, а й активацією поверхні контактною взаємодією берегів, що утруднює інтерпретацію впливу корозійного середовища на основі зміщення електродного потенціалу. Встановлено, що залежність між величиною E_{st} та логарифмом розмаху коефіцієнта інтенсивності напружень ΔK – лінійна (рис. 3) [4; 14].

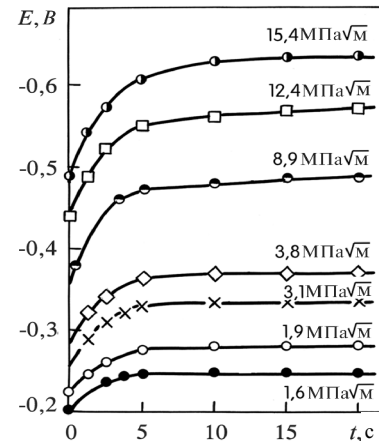
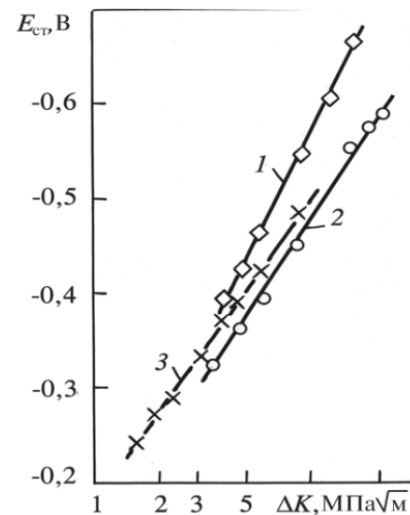


Рис. 2. Зміна електродного потенціалу сплаву ПТ-3В пластинчастої структури з часом за різних ΔK в 10 %-му розчині аміаку
Fig. 2. Change in the electrode potential of the PT3B alloy of lamellar structure over time at different ΔK in a 10 % ammonia solution



1 – 1 %-й розчин аміаку, глобулярна структура;
2 – 1 %-й, пластинчаста структура; 3 – 10 %-й, пластинчаста структура

Рис. 3. Залежність стабілізованого значення електродного потенціалу E_{st} від ΔK
Fig. 3. Dependence of the stabilized value of the E_{st} electrode potential on ΔK

Структура сплаву, концентрація водного розчину аміаку впливають на цю залежність, підсилюючи або послаблюючи її. Кути нахилу прямих близькі, що дозволило припустити близькість значень ефективної енергії активації процесу росту втомної тріщини та ідентичність механізму її розвитку. Для з'ясування цього й уточнення ролі електрохімічного чинника при корозійній втомі визначали вплив поляризації на швидкість росту втомних тріщин.

Вплив поляризації на ріст втомних тріщин у титановому сплаві. Інформацію про вплив поляризації на швидкість росту втомної тріщини одержано накладанням зовнішнього потенціалу поляризації в діапазоні $E = 0,6...-1,5$ В (див. рис. 1). Електрохімічну поляризацію вмикали після стабілізації швидкості росту втомної тріщини при конкретному значенні величини ΔK . Вплив поляризації кількісно оцінювали відношенням $N = V_n/V_b$, де V_n – швидкість росту тріщини після вмикання поляризації, V_b – вихідна швидкість росту тріщини. Поріг втоми ΔK_{th} сплаву ПТ-3В пластинчастої грубозернистої структури в 1 %-му розчині аміаку становить $1,6 \text{ МПа}\sqrt{\text{м}}$. При $\Delta K \geq 20 \text{ МПа}\sqrt{\text{м}}$ швидкість росту тріщини досягла $\sim 2 \cdot 10^{-6}$ м/цикл.

Дію електрохімічної поляризації вивчали в діапазоні ΔK від $3,0 \text{ МПа}\sqrt{\text{м}}$ до $10 \text{ МПа}\sqrt{\text{м}}$, що відповідало середньоамплітудній ділянці кінетичної діаграми та зміні швидкості росту втомної тріщини від $5 \cdot 10^{-9}$ м/цикл до $8 \cdot 10^{-8}$ м/цикл.

Розвиток тріщини зазнає в результаті встановлення поляризації (катодних чи анодних потенціалів) значних змін (див. табл.). Вплив поляризації кількісно оцінювали відношенням $N = V_n / V_b$, де V_n – швидкість росту тріщини після вмикання поляризації, V_b – вихідна швидкість росту тріщини. Дію електрохімічної поляризації вивчали в діапазоні ΔK від $3,0$ до $10 \text{ МПа}\sqrt{\text{м}}$, що відповідало середній ділянці кінетичної діаграми та зміні швидкості росту втомної тріщини від 5×10^{-9} до 8×10^{-8} м/цикл.

Катодна поляризація в діапазоні $E = -0,5...-1,5$ В як пришвидшує, так і сповільнює ріст втомної тріщини залежно від величини потенціалу поляризації та розмаху коефіцієнта інтенсивності напружень. Виявилось, що вплив катодної поляризації (1–3) на швидкість корозійного росту втомної тріщини залежить від рівня прикладеного навантаження.

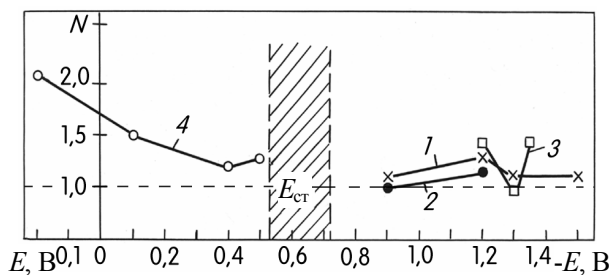
Таблиця. Вплив катодної (1–3) та анодної (4, 5) поляризацій на ріст втомної тріщини у титановому сплаві* ПТ-3В

Table. Influence of cathodic (1–3) and anodic (4, 5) polarizations on fatigue crack growth in titanium alloy* ПТ-3В

№ дослідю	ΔK , МПа $\sqrt{\text{м}}$	V_b , м/цикл	E_{corr} , В	E_{pol} , В	V_n , м/цикл	$N=V_n/V_b$
1	4,44	1,96	-0,64	-0,9	0,94	0,48
				-1,0	1,61	0,82
				-1,1	1,34	0,68
				-1,2	1,17	0,60
				-1,3	0,95	0,48
				-1,4	1,07	0,55
2	6,19	11,7	-0,69	-0,9	12,5	1,07
				-1,3	13,0	1,11
				-1,5	13,3	1,14
3	9,02	58,3	-0,72	-0,9	58,3	1,00
				-1,2	66,7	1,14
4	6,33	10,4	-0,62	-0,5	13,5	1,30
				-0,4	12,5	1,20
				-0,1	15,6	1,50
				0,2	21,4	2,05
5	3,37	0,360	-0,51	-0,1	0,59	1,64
				0,2	0,42	1,17
				0,6	0,66	1,83

* Пластинчаста структура з дрібнодисперсною α -фазою. Середній розмір α -колоній ≈ 20 мкм, товщина α -пластин 1...2 мкм

Катодна поляризація в діапазоні $E = -0,5...-1,5$ В як пришвидшує, так і сповільнює ріст втомної тріщини залежно від величини потенціалу поляризації та розмаху коефіцієнта інтенсивності напружень ΔK (рис. 4 і 5). При $\Delta K > 6$ МПа $\sqrt{м}$ діапазон катодних потенціалів $-0,9...-1,5$ В, практично всі значення $N \geq 1$, тобто ріст тріщини пришвидшується або залишається незмінним (див. рис. 4).

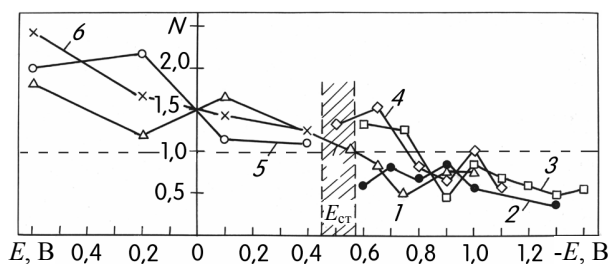


1 – $\Delta K = 6,2$ МПа $\sqrt{м}$; 2 – $\Delta K = 9,0$ МПа $\sqrt{м}$;
3 – $\Delta K = 9,3$ МПа $\sqrt{м}$; 4 – $\Delta K = 6,3$ МПа $\sqrt{м}$

Рис. 4. Вплив катодної (1–3) та анодної (4) поляризацій на швидкість росту втомної тріщини при $\Delta K > 6$ МПа $\sqrt{м}$

Fig. 4. The effect of cathodic (1–3) and anodic (4) polarization on the fatigue crack growth rate at $\Delta K > 6$ МПа $\sqrt{м}$

У діапазоні $\Delta K = 5...6$ МПа $\sqrt{м}$ катодна поляризація двояко впливає на швидкість росту втомної тріщини, залежно від величини потенціалу поляризації (див. рис. 5).



1 – $\Delta K = 3,4$ МПа $\sqrt{м}$; 2 – $\Delta K = 3,8$ МПа $\sqrt{м}$;
3 – $\Delta K = 4,4$ МПа $\sqrt{м}$; 4 – $\Delta K = 4,6$ МПа $\sqrt{м}$;
5 – $\Delta K = 4,0$ МПа $\sqrt{м}$; 6 – $\Delta K = 4,7$ МПа $\sqrt{м}$

Рис. 5. Вплив катодної (1–4) та анодної (5, 6) поляризацій на швидкість росту втомної тріщини при $\Delta K < 6$ МПа $\sqrt{м}$

Fig. 5. The effect of cathodic (1–4) and anodic (5, 6) polarization on the fatigue crack growth rate at $\Delta K < 6$ МПа $\sqrt{м}$

За малих значень перенапруги $\Delta E = 0,25$ В катодна поляризація активізує ріст тріщини. Подальше зміщення катодного потенціалу у від’ємну область значень знижує V_n порівняно з вихідною. Коли ΔK стає меншим за $4,5$ МПа $\sqrt{м}$, катодна поляризація сповільнює ($N < 1$) ріст втомної тріщини у всьому дослідженому інтервалі потенціалів (див. рис. 5). Необхідне зміщення потенціалу до захисного значення, за якого сповільнюється ріст втомної тріщини, становить при ΔK до $4,5$ МПа $\sqrt{м}$ – $0,25...0,29$ В від потенціалу корозії.

Таким чином, у водних розчинах аміаку зразки сплаву ПТ-3В можуть бути катодно захищені від корозійновтомного руйнування за поляризації $\Delta E > 0,25$ В, при цьому час до руйнування сплаву зростає удвічі.

Анодна поляризація (див. рис. 4, 5) у діапазоні потенціалів $-0,5...0,6$ В пришвидшує у дватри рази ріст корозійновтомної тріщини у припороговій та середньоамплітудній ділянках кінетичної діаграми втомного руйнування (див. рис. 4, 5), тобто незалежно від величини розмаху коефіцієнта інтенсивності напружень. Струми анодної поляризації значно залежать від прикладеного навантаження (рис. 6).

Збільшення ΔK від 4 до 6 МПа $\sqrt{м}$ зумовлює суттєве зростання питомої густини струмів у дослідженому інтервалі потенціалів (у 3...10 разів симбатно з напружено-деформованим станом металу в околі вершини тріщини), що свідчить про значний вплив напруженого стану на анодні процеси у вершині тріщини. У разі малих навантажень хід вольт-амперної кривої повторює хід $i-E$ кривої, знятої без навантаження, а саме: простежується стабілізація анодного струму корозії у процесі вмикання поляризації з подальшим незначним його зростанням.

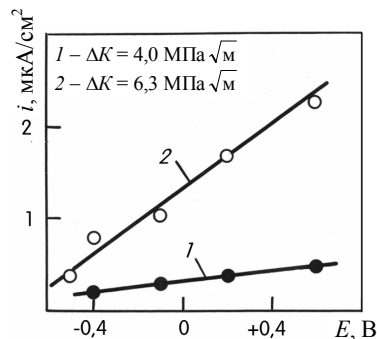
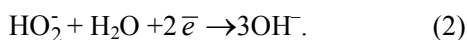
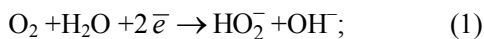


Рис. 6. Залежність густини струму анодної поляризації від величини ΔK

Fig. 6. Dependence of the anodic polarization current density on the value of ΔK

Це означає, що за цих умов швидкість росту тріщини є меншою за швидкість утворення захисної плівки. Зі збільшенням навантаження реакції анодного розчинення переважають над процесами репасивації, спричинюючи зростання густини струму. Зазначимо, що навіть короткочасне вмикання анодної поляризації зсуває стаціонарний електродний потенціал у від'ємну область.

Неоднозначний вплив катодної поляризації на швидкість росту тріщин, згідно з даними [1; 8], може бути інструментом з'ясування механізму корозійного розтріскування. Сповільнення росту тріщини пов'язують із механізмом локального анодного розчинення. А накладання від'ємного потенціалу стримує цей процес. Якщо катодна поляризація пришвидшує руйнування, то головним процесом під час корозійного розтріскування є водневе окрихчення. Проте [2] позитивний вплив катодної поляризації може бути також пов'язаний зі збільшенням репасивації внаслідок підвищення рН прикатодного шару в процесі поляризації. Реалізація цього механізму в наших умовах досить вірогідна, оскільки катодний процес на сплаві відбувається з кисневою деполізацією [13–15], яка перебігає в лужних розчинах згідно з реакцією



Отже, за малих значень ΔK , коли катодна поляризація сповільнює ріст тріщини, головним механізмом корозійновтомного руйнування є локальне анодне розчинення за умов почергового утворення та руйнування захисних плівок у вершині тріщини. Зі збільшенням амплітуди деформації сплаву, а відповідно й швидкості поширення тріщини процеси руйнування випереджають утворення захисної плівки, яка була бар'єром для проникнення водню. Враховуючи, що кислотність електроліту у вершині тріщини може досягати 1,7...3,0 рН [10], вірогідне припущення про зміну механізму руйнування з анодного розчинення на водневе окрихчення при $\Delta K > 6 \text{ МПа}\sqrt{\text{м}}$, коли катодна поляризація пришвидшує ріст корозійновтомної тріщини.

Висновки

1. За умов плоскої деформації залежність стабілізованого значення електродного потенціалу $E_{\text{ст}}$ і логарифму розмаху коефіцієнта інтенсивності напружень прямолінійна. Інші чинники (структура, концентрація розчину) впливають на цю залежність, підсилюючи або послаблюючи її.

2. Виявлено діапазон критичних коефіцієнтів інтенсивності напружень $\Delta K = 4,5...6,3 \text{ МПа}\sqrt{\text{м}}$, перевищення якого зумовлює зміну механізму корозійно-циклічного росту тріщини. Локальне анодне розчинення, як головний механізм у випадку корозійної втоми, змінюється на водневе окрихчення, яке, якщо $\Delta K > 9 \text{ МПа}\sqrt{\text{м}}$, пришвидшує ріст тріщин втоми.

3. Катодна поляризація за вихідних швидкостей росту тріщин до $2 \cdot 10^{-9} \text{ м/цикл}$ та $\Delta K \leq 4,0 \text{ МПа}\sqrt{\text{м}}$ сповільнює ріст тріщини удвічі. Необхідне зміщення потенціалу до захисного значення, за якого сповільнюється ріст втомної тріщини, становить при ΔK до $4,5 \text{ МПа}\sqrt{\text{м}} - 0,25...0,29 \text{ В}$ від потенціалу корозії. Анодна поляризація пришвидшує ріст тріщин у два-три рази незалежно від вихідних швидкостей поширення.

Бібліографічний список

1. Дмитрах І. М., Панасюк В. В. Вплив корозійних середовищ на локальне руйнування металів біля концентраторів напружень. Львів: НАН України, Фіз.-мех. ін-т ім. Г. В. Карпенка, 1999. 341 с.
2. Дмитрах І. М., Сиротюк А. М., Лещак Р. Л. Руйнування та міцність трубних сталей у водневмісних середовищах. Львів: Простір-М, 2020. 222 с.
3. Калахан О. С. Електрохімічні закономірності корозійно-механічного руйнування титанових сплавів. *Вісник Львівського національного аграрного університету. Агроінженерні дослідження*. 2021. № 25. С. 113-119.
4. Калахан О. С. Кінетичні закономірності електрохімічних процесів корозійної втоми титанових сплавів. *Фіз.-хім. механіка матеріалів*. 2003. № 5. С. 14-27.
5. Калахан О. Електрохімія корозійновтомних процесів титанових сплавів. *Вісник Львівського університету. Сер. хім.* 2002. Вип. 42. С. 175-178.
6. Калахан О. С. Закономірності електрохімічних властивостей титанових сплавів під час корозійної втоми. *Сучасні проблеми механіки матеріалів: фізико-хімічні аспекти та діагностика властивостей*: Міжнар. наук.-техн. симп. (Львів, 4–7 черв. 2001 р.). Львів: Наук. т-во ім. Шевченка, 2001. С. 94-95.
7. Калахан О. С., Похмурський В. І. Корозія та корозійновтомний ріст тріщини у титановому псевдо- α сплаві у водно-аміачних розчинах. *Фіз.-хім. механіка матеріалів*. 2001. №5. С. 31-44.
8. Механіка руйнування та міцність матеріалів: довід. посіб. / за заг. ред. В. В. Панасюка. Т. 11: Міцність і довговічність нафтогазових трубопроводів і резервуарів. Львів: Сполом, 2009. 504 с.
9. Похмурський В. І., Калахан О. С. Вплив поляризації на ріст втомних тріщин у титановому псевдо- α сплаві у лужному середовищі. *Фіз.-хім. механіка матеріалів*. 2001. Спец. вип. № 2. С. 51–55.

10. Створення сучасних методів технічної діагностики працездатності систем паро-водяного тракту енергоблоків ТЕС / І. М. Дмитрах, А. М. Сироток, Б. П. Русин, Ю. В. Лисак, А. Б. Вайнман. *Проблеми ресурсу і безпеки експлуатації конструкцій, споруд і машин*: зб. наук. статей / наук. керівник Б. С. Патон. Київ: Ін-т електрозварювання ім. Є. О. Патона НАН України, 2006. С. 128-132.

11. Технічна діагностика матеріалів і конструкцій: довід. посіб.: у 8 т. / за заг. ред. З. Т. Назарчука. Т. 6: Електрохімічні методи моніторингу деградації матеріалу конструкцій. Львів: Простір-М, 2017. 302 с.

12. Encyclopedia of electrochemistry / ed. by A. G. Bardand, M. Stratmann. Vol. 4: Corrosion and Oxide Films. Weinheim: Wiley-VCH, 2003. 542 p.

13. Kalakhan O. S. Kinetic regularities of the electrochemical processes of corrosion fatigue in titanium alloys. *Materials Science*. 2003. 39 (5). P. 615-628.

14 Kalakhan O. S., Pokhmurskii V. I. Corrosion and Corrosion Crack Resistance of the PT3V Titanium Alloy in Aqueous Solutions of Ammonia. *Materials Science*. 2001, Vol. 37, No 5. P. 718-734.

15. Pourbaix M. Atlas of Electrochemical Equilibrium Aqueous Solution. New York: Pergamon Press, 1966. 1243 p.

Стаття надійшла 22.09.2022

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ МЕХАНІЧНИХ ВТРАТ У ДВИГУНАХ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ З КЛАСИЧНОЮ ТА НЕТРАДИЦІЙНОЮ КОНСТРУКЦІЄЮ СИЛОВОГО МЕХАНІЗМУ

*Тетяна Колеснікова¹, к. т. н., Олександр Лиходій¹, к. т. н.,
Тетяна Махоркіна², к. ф.-м. н.*

¹ Придніпровська державна академія будівництва та архітектури.,
вул. Чернишевського 24 а, м. Дніпро, Україна,
e-mail: tnk1403@ukr.net,

² Львівський національний університет природокористування,
вул. Володимира Великого, 1, м. Дубляни, Львівський р-н, Львівська обл., Україна,
e-mail: mechanic@ua.fm

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2022.26.121>

Колеснікова Т., Лиходій О., Махоркіна Т. Експериментальне визначення механічних втрат у двигунах внутрішнього згоряння з класичною та нетрадиційною конструкцією силового механізму

Розглянуто вплив механічних втрат на економічність двигуна. Визначено, що експлуатаційна витрата палива автомобілем залежить від економічності двигуна на характерних експлуатаційних режимах та від тривалості його роботи на цих режимах. Автомобільний двигун на різних експлуатаційних режимах може мати різні значення ефективного ККД η_e , що визначається добутком індикаторного ККД η_i та механічного ККД η_m . Механічний ККД може змінюватися від 0,85 на номінальному режимі до нуля на холостому ході. Індикаторний ККД двигуна при зміні навантаження змінюється у вузькому інтервалі значень. Тому вплив η_m на ефективний ККД η_e , отже, на паливну економічність двигуна є визначальним.

Визначено, що втрати енергії в конструкції поршневого двигуна на 60–80 % визначаються тертям у кривошипно-шатунному механізмі (КШМ). Одним із шляхів підвищення механічного ККД η_m є зменшення втрат на тертя в кривошипно-шатунному механізмі. Запропоновано оптимізувати силовий механізм двигуна заміною класичного кривошипно-шатунного механізму на безшатунний механізм.

До завдань експериментів входило: визначення механічних втрат на привід механізму газорозподілу (МГР); вимірювання складових механічних втрат.

Обрано об'єкти для експериментальних досліджень: одноциліндровий двигун з кривошипно-шатунним механізмом та експериментальний зразок одноциліндрового безшатунного двигуна з кривошипно-кулісним механізмом. За результатами досліджень отримано, що безшатунний двигун порівняно з класичним забезпечує на 10...20 % кращу паливну економічність і вищу питому ефективну потужність (на 7...12 %) завдяки меншим механічним втратам і кращому протіканню термодинамічного циклу.

Ключові слова: двигун внутрішнього згоряння, параметри, механічні втрати, робочий процес, циліндр, режими роботи, паливна економічність, кривошипно-кулісний механізм.

Kolesnikova T., Lykhodii O., Makhorkina T. Experimental determination of mechanical losses in internal combustion engines with classical and non-traditional structure of the power mechanism

The influence of mechanical losses on engine efficiency is considered in the article. It is determined that the car operational fuel consumption depends on the engine efficiency in the typical operating modes and duration of its operation in these modes. A car engine in different operating modes can have different values of effective efficiency η_e , which is determined by the product of indicator efficiency η_i and mechanical efficiency η_m . Mechanical efficiency can vary from 0,85 in nominal mode to zero at idle. The indicator efficiency of the engine at change of loading changes in a narrower range of values. Therefore, the effect of η_m on the effective efficiency and, consequently, on the fuel efficiency of the engine is decisive.

It is determined that energy losses in the construction of a reciprocating engine are by 60–80 % determined by friction in the crank mechanism. One of the ways to increase the mechanical efficiency η_m is to reduce friction losses in the crank mechanism. It is proposed to optimize the engine power mechanism by replacing the classic crank mechanism with a rodless mechanism.

The tasks of the experiments included determination of mechanical losses on the drive of the gas distribution mechanism; measurement of components of mechanical losses.

The authors selected objects for experimental research, in particular a single-cylinder engine with a crank mechanism and an experimental sample of a single-cylinder connecting rod engine with a crank mechanism. According to the results of

research, the rodless engine provides by 10...20 % better fuel economy and higher specific effective power (7...12 %) due to less mechanical losses and better thermodynamic cycle.

Key words: internal combustion engine, parameters, mechanical losses, working process, cylinder, operating modes, fuel economy, crank mechanism.

Постановка проблеми. У зв'язку з посиленням вимог до економічності двигунів, проблема їх енергетичної ефективності стає все більш актуальною.

Експлуатаційна витрата палива автомобілем залежить від економічності двигуна на характерних експлуатаційних режимах та від тривалості його роботи на цих режимах. Автомобільний двигун на різних експлуатаційних режимах може мати різні значення ефективного ККД η_e , що визначається добутком індикаторного ККД η_i та механічного ККД η_m .

Аналіз досліджень і публікацій. Аналіз праць [2; 3] показав, що втрати енергії в конструкції поршневого двигуна на 60–80 % визначаються тертям у кривошипно-шатунному механізмі (КШМ). Одним зі шляхів підвищення механічного ККД η_m є зменшення втрат на тертя в КШМ. КШМ складний у проектуванні і перспективний для вивчення й оптимізації. Оптимізувати силовий механізм двигуна можна заміною класичного КШМ на безшатунний механізм.

Постановка завдання. До завдань експериментів входило:

1) визначення механічних втрат на привід механізму газорозподілу (МГР), на тертя поршневої групи і тертя в підшипниках КШМ (класичний двигун) та кривошипно-кулісного механізму (ККМ) (безшатунний двигун) при різних режимах роботи двигуна, а також залежно від ступеня стискування, зазору між поршнем і циліндром, конструкції поршня, температури масла тощо;

2) вимірювання складових механічних втрат.

Експериментальне визначення складових механічних втрат проводиться на двигуні внутрішнього згорання (ДВЗ) з регульованим ступенем стискування – класичному з КШМ та безшатунному з ККМ у такій послідовності:

- а) вимірювання сумарних втрат на тертя;
- б) вимірювання втрат на тертя в окремих деталях і вузлах методом «роздягання» (способом послідовного вимикання їх із роботи – відключення МГР, потім почергове зняття верхнього і нижнього компресійних кілець, маслоз'ємного кільця, поршня й шатуна або куліси в безшатунному двигуні).

Загальна методика досліджень механічних втрат передбачає розробку емпіричних формул на підставі даних експериментів для одержання оцінки внесків складових механічних втрат на показники двигуна в цілому.

Як відомо, при визначенні втрат на тертя методом прокручування непрацюючого двигуна максимальний тиск у циліндрі істотно нижчий, ніж при роботі ДВЗ, коли в циліндрі відбувається процес згорання.

Для наближення умов навантаження на силовий механізм у непрацюючому двигуні, прокручуваному від стороннього джерела, до працюючого ДВЗ максимальний тиск стискування p_c у циліндрі встановлювався відповідним максимальному тиску згорання p_z на заданому режимі роботи двигуна завдяки регулюванню ступеня стискування в межах від 7 до 17.

Як об'єкти для експериментальних досліджень були обрані:

- одноциліндровий двигун з КШМ;
- дослідний зразок одноциліндрового безшатунного двигуна з ККМ.

На рис. 1 показано експериментальні карти із силовим механізмом відповідно класичного (а) й безшатунного (б) двигунів, а на рис. 2 – конструктивну схему безшатунного двигуна [3].

Для проведення експериментальних досліджень двигуни були обладнані автономною електронною системою запалювання, автономним паливним насосом і незалежною системою регулювання кута випередження запалювання в широких межах.

Фази газорозподілу приймали однаковими для обох двигунів.

Двигуни відрізняються між собою силовим механізмом і конструкцією картера. У класичному двигуні з КШМ картер спільно зі силовим механізмом застосований від серійного двигуна бензиномоторної пилки «Тайга-214». У картері безшатунного двигуна розташовано два колінчасті вали, кінематично пов'язані з поршнем через кулісу й шток.

Циліндр разом з головкою циліндра й МГР при стендових випробуваннях використовувався як для класичного, так і безшатунного ДВЗ встановленням його на відповідний картер.



а



б

Рис. 1. Експериментальні картери із силовим механізмом:

а) класичний двигун; б) безшатульний двигун

Fig. 1. Experimental crankcases with power mechanism:

а) classic engine; б) rodless engine

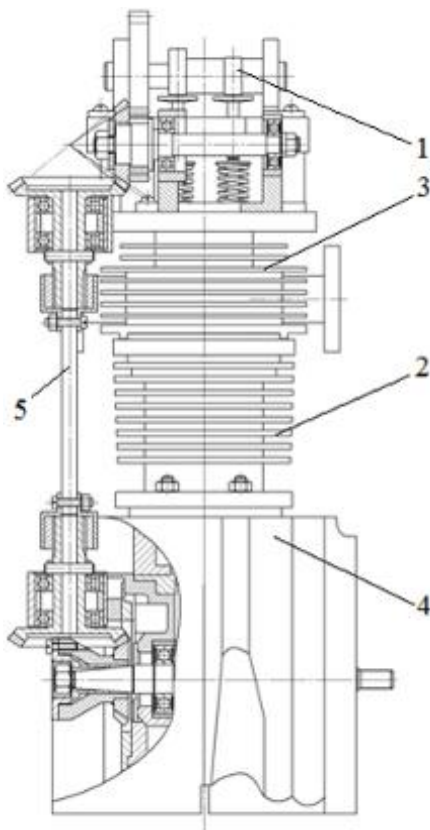


Рис. 2. Конструктивна схема експериментального безшатульного двигуна [4]:

1 – розподільний вал; 2 – циліндр; 3 – головка циліндра; 4 – картер; 5 – привід МГР

Fig. 2. Constructive scheme of the experimental rodless engine [4]:

1 – camshaft; 2 – cylinder; 3 – cylinder head, 4 – crankcase; 5 – drive gas distribution mechanism

Це давало змогу більш наближено проводити порівняльні дослідження двох типів двигунів, включаючи відмінності у приробітку робочих поверхонь циліндропоршневої групи, зазорів між

поршнем і циліндром, стану поверхонь поршня й дзеркала циліндра, а також відмінності в технологічних похибках елементів МГР.

Очевидно, що через різні зміни температури в циліндрі у працюючого двигуна і при регулюванні ступеня стиснення в непрацюючому двигуні навіть за рівності $p_c = p_z$ отримані значення втрат на тертя не можуть точно відповідати втратам працюючого двигуна.

Серійний комплект поршневих кілець від двигуна Grigs (США) з діаметром $D = 52$ мм складається з двох компресійних кілець і маслоз'ємного кільця, що являє собою коробчасте прорізне кільце зі збіжними фасками, хромовим покриттям і витим пружинним розширником.

В експериментах на непрацюючих двигунах температура стінок циліндра підтримувалася в заданому інтервалі температур за допомогою ніхромової спіралі, намотаної на циліндр і підключеної до джерела постійного струму напругою 30 В.

Спіраль має електричну ізоляцію від циліндра за допомогою керамічних ізоляторів у вигляді бусинок.

Температура циліндра контролювалася за допомогою хромель-копелевої термопари, установленної в середній за висотою частині циліндра.

У двигунах застосована незалежна система для змащення підшипників колінчастого вала й регулювання температури мастила від 40 до 120°C.

Виклад основного матеріалу. На рис. 3 і 4 подано деякі параметри безшатульного та класичного ДВЗ за навантажувальними характеристиками [1].

З наведених даних видно, що при номінальному навантаженні ($\varphi_{др} = 100\%$ і $n = 5400$ хв⁻¹) такі індикаторні показники, як N_i , g_i і η_i , практич-

но однакові для безшатуного та класичного ДВЗ. У міру зниження навантаження і частоти обертання різниця між цими показниками збільшується на

користь безшатуного двигуна. Ця різниця пояснюється впливом низки факторів, що залежать від кінематики поршня.

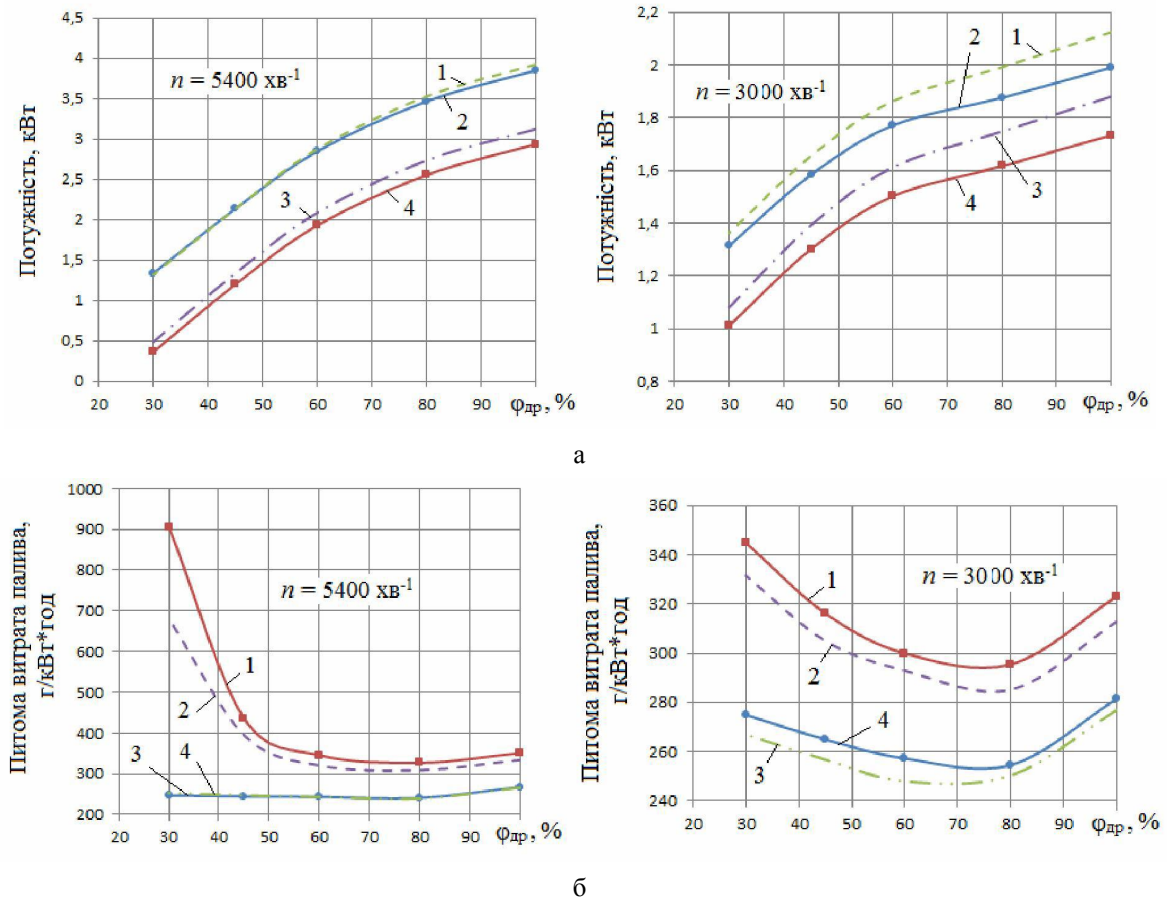


Рис. 3. Навантажувальні характеристики експериментальних двигунів по куту відкриття дросельної заслінки $\phi_{др}$:

- а) 1, 2 – індикаторна потужність відповідно двигуна з ККМ та КШМ;
 3, 4 – ефективна потужність відповідно двигуна з ККМ та КШМ;
 б) 1, 2 – механічний ККД відповідно двигуна з ККМ та КШМ;
 3, 4 – індикаторний ККД відповідно двигуна з ККМ та КШМ
- Fig. 3.** Load characteristics of experimental engines on the opening angle of the throttle valve $\phi_{др}$:
 а) 1, 2 – power indicators of the engine with crank-rocker mechanism and crank mechanism respectively;
 3, 4 – effective power of the engine with crank-rocker mechanism and crank mechanism respectively;
 б) 1, 2 – mechanical efficiency of the engine with crank-rocker mechanism and crank mechanism respectively;
 3, 4 – indicator efficiency of the engine with crank-rocker mechanism and crank mechanism respectively

Наприклад, за постійної частоти обертання $n = 3000 \text{ хв}^{-1}$ індикаторна потужність при $\phi_{др} = 100\%$ в безшатуному двигуні більша, ніж у класичному на 0,11 кВт (3,7%), а при $\phi_{др} = 30\%$ величини N_i в обох двигунах майже рівні. При $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$ і $\phi_{др} = 100\%$ різниця в N_i становить 0,09 кВт (3%), а при $\phi_{др} = 30\%$ різниця в індикаторній потужності менша на 1%.

Різниця між ефективними показниками двигунів (N_e , g_e , η_e) більш істотна внаслідок більшого механічного ККД η_m в безшатуному ДВЗ.

Коефіцієнт залишкових газів γ_r у безшатуному двигуні порівняно з класичним менший на всіх часткових режимах (див. рис. 4).

У безшатуному двигуні це можна пояснити більш тривалим часом перебування поршня в районі верхньої мертвої точки, що сприяє кращому очищенню камери згоряння від продуктів згоряння. Різниця в γ_r безшатуного та класичного ДВЗ зростає зі збільшенням навантаження (відкриттям дросельної заслінки) і зменшенням частоти обертання колінчастого вала, причому при номінальному режимі величини γ_r цих двигунів

практично рівні (розбіжність становить не більше 1,3 %). Зі зменшенням частоти обертання n різни-

ця в γ_r помітно зростає і досягає 45 % на режимі: $\varphi_{др} = 100 \%$ і $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$.

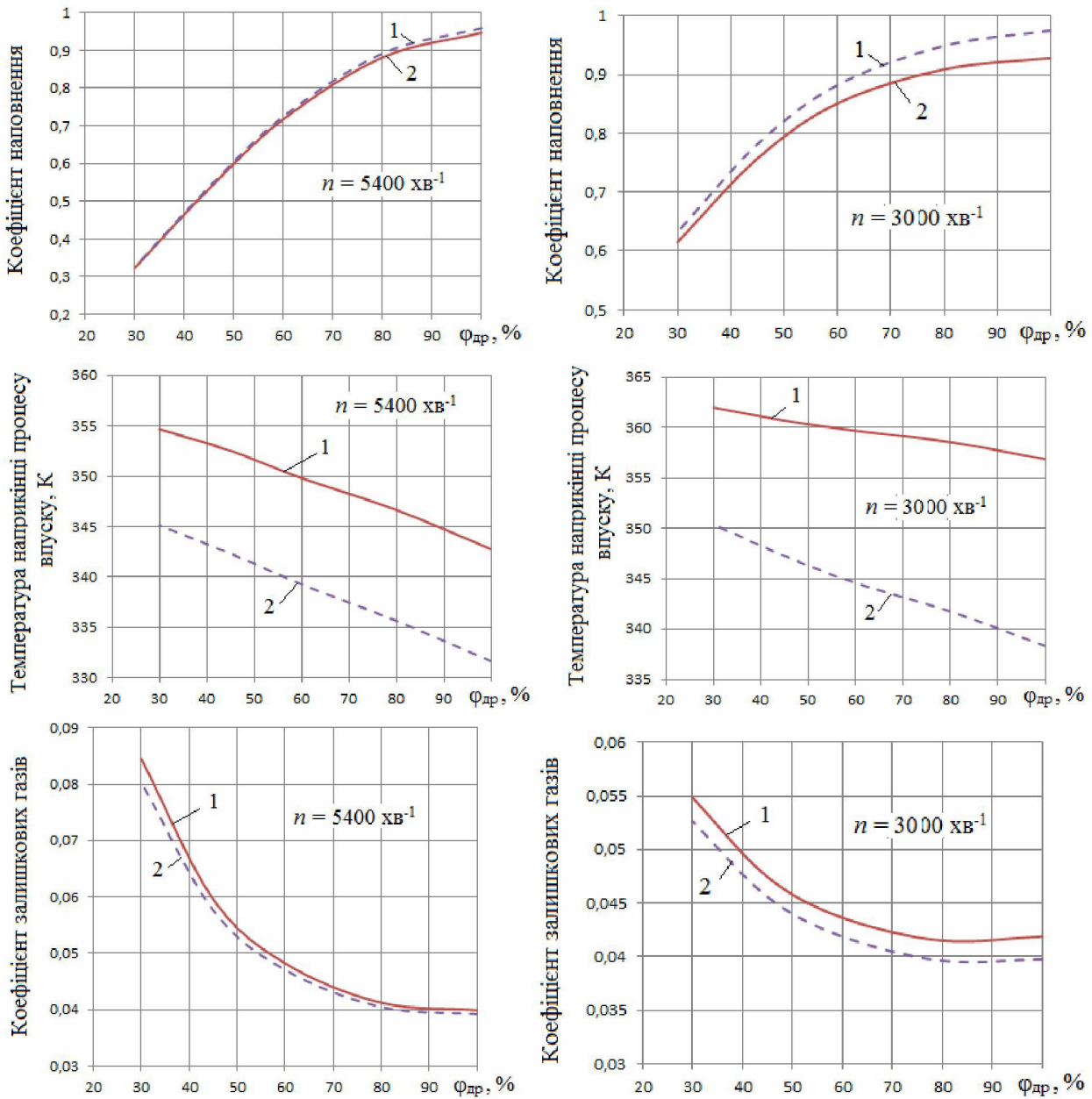


Рис. 4. Параметри процесу впуску:
1, 2 – відповідно двигун з КШМ та ККМ

Fig. 4. Admission process parameters:

1, 2 – the engine with crank mechanism and crank-rocker mechanism respectively

З рис. 4 видно, що в міру підвищення навантаження (відкриття дросельної заслінки) відмінність у величині коефіцієнта наповнення η_V збільшується. При цьому абсолютна величина коефіцієнта наповнення в безшатунному двигуні більша, ніж у класичному, внаслідок нижчого коефіцієнта залишкових газів. Аналогічний характер зміни η_V спостерігається і при зниженні частоти обертання.

Для навантажувального режиму $\varphi_{др} = 100 \%$ величина η_V безшатунного двигуна змінюється від 0,936 при $n = 5400 \text{ хв}^{-1}$ до 0,782 при $n = 3000 \text{ хв}^{-1}$; у класичному ДВЗ η_V змінюється відповідно від 0,923 до 0,731. Подібна розбіжність величини η_V при зниженні частоти обертання (1,4 і 7 % при $n = 5400 \text{ хв}^{-1}$ і 3000 хв^{-1}) пов'язана з тим, що в цьому разі вплив швидкості поршня на η_V в без-

шатунному двигуні виявляється більшою мірою, ніж у класичному ДВЗ.

У безшатунного двигуна з ККМ порівняно з класичним цікавою є, з погляду застосування наддуву або підвищення ступеня стиску, нижча температура в кінці впуску T_{ax} на всіх навантажувальних і швидкісних режимах. На номінальному режимі $n = 5400 \text{ хв}^{-1}$ і $\phi_{др} = 100 \%$ різниця температури становить $\Delta T = 11 \text{ К}$; при $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$ і $\phi_{др} = 100 \%$ $\Delta T = 8,95 \text{ К}$, а при $\phi_{др} = 30 \%$ $\Delta T = 13 \text{ К}$.

Розрахунки показують, що внаслідок меншої температури в кінці впуску за інших рівних умов у безшатунному двигуні можна збільшити ступінь стиску на 1...2 одиниці щодо базового ступеня стиску класичного ДВЗ. Це дає змогу підвищити загальний ступінь розширення і, відповідно, підняти індикаторний ККД.

Величина кута випередження запалювання в безшатунному двигуні порівняно з класичним менша в середньому на 10° п.к.в. при $n = 5400 \text{ хв}^{-1}$, а при $n = 2000 \text{ хв}^{-1}$ менша на $2,5^\circ \text{ п.к.в.}$ Цей факт вказує на те, що в безшатунному ДВЗ в момент подачі іскри поршень перебуває ближче до верхньої мертвої точки, а тому, відповідно, ступінь розширення більший і більша ефективність використання підведеної теплоти.

Висновки. У безшатунному двигуні складові механічних втрат, особливо газообміну й тертя в поршневій групі і ККМ, дотепер не вивче-

ні. Тому для розробки конструктивних заходів і створення теоретичної бази щодо зниження механічних втрат безшатунного двигуна необхідна постановка широких досліджень складових механічних втрат, зокрема й втрат на привід допоміжних механізмів.

Безшатунний двигун порівняно з класичним забезпечує на 10...20 % кращу паливну економічність і вищу питому ефективну потужність (на 7...12 %) завдяки меншим механічним втратам і кращому протіканню термодинамічного циклу.

Бібліографічний список

1. Деякі результати порівняльних досліджень показників безшатунного і класичного двигунів / М. І. Міщенко та ін. *Двигуни внутрішнього згоряння*. 2014. № 2. С. 28-33.
2. Метод розрахунку втрат на тертя в кривошипно-шатунному механізмі двигуна / М. О. Гончар, В. П. Матейчик, В. А. Ніколаєнко, Р. Г. Павлюк. *Системні методи керування, технологія та організація виробництва, ремонту і експлуатації автомобілів*: зб. наук. праць. Київ: УТУ, ТАУ, 1998. Вип. 6. С. 10-15.
3. Міщенко М. І. Нетрадиційні малорозмірні двигуни внутрішнього згоряння. Т. 1: Теорія, розробка та випробування нетрадиційних двигунів внутрішнього згоряння. Донецьк: Лебідь, 1998. 228 с.
4. Сун Лисинь. Методика и результаты исследования потерь на трение в подшипниках кривошипно-шатунного механизма поршневого двигателя: дисс. ... канд. техн. наук. Москва, 2004. 116 с.

Стаття надійшла 07.05.2022

СТЕНДИ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ПІДВІСКИ АВТОМОБІЛЯ

Олег Ляшук, д. т. н., Іван Гевко, д. т. н., Віктор Гудь, д. т. н., Роман Хорошун, к. е. н.,
Богдан Гевко, к. т. н., Анатолій Матвійшин, Марія Сіправська

*Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, Україна,
вул. Руська, 56, м. Тернопіль, Тернопільська обл., Україна,
e-mail: kaf_am@ukr.net*

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2022.26.127>

Ляшук О., Гевко І., Гудь В., Хорошун Р., Гевко Б., Матвійшин А., Сіправська М. Стенди для дослідження підвіски автомобіля

У статті наведено опис розробленого та виготовленого обладнання (стенда з приводним барабаном) для проведення досліджень підвіски автомобіля при статичному та динамічному навантаженнях. Зокрема, у праці проаналізовано конструктивні схеми та принципи роботи стендів зі стрічкою та з поворотним столом для дослідження характеристик підвіски автомобіля, на які отримано патенти на винаходи на корисні моделі України. На їх основі було розроблено конструктивну схему та виготовлено стенд з приводним барабаном для дослідження підвіски автомобіля з експериментальним обладнанням для фіксації досліджуваних характеристик при статичному та динамічному навантаженні. Суть стенда з приводним барабаном полягає в можливості проведення досліджень при статичному навантаженні досліджуваного об'єкта (підвіски автомобіля) і фіксації через встановлений датчик відповідних даних на моніторі електронного динамометра ДЕ 0,5-0,5, а також можливості приведення в обертовий рух колеса та підвіски автомобіля від приводного барабана з перешкодою з персонального комп'ютера через перетворювач частоти (Altivar 71) за допомогою програмного забезпечення Power Suite версії 2.3.0 та з візуалізацією у персональному комп'ютері даних з акселерометра. Розроблені стенди для дослідження характеристик роботи підвіски автомобіля за рахунок використання задіяних сучасних лабораторних засобів дають змогу визначити досліджувані характеристики дослідних об'єктів у широких діапазонах з фіксацією цих характеристик у персональних комп'ютерах. Це, зокрема, вплив кінематичних параметрів руху та поздовжньо-кутових коливань підресореної маси транспортних засобів із нелінійною силовою характеристикою системи підресорювання на їх керованість та інших. Отримані результати експериментальних досліджень підвіски автомобіля за використання розробленого й виготовленого стендового обладнання можуть стати базою для створення програмного продукту керованої підвіски.

Ключові слова: автомобіль, підвіска, стенд, статичне та динамічне навантаження.

Liashuk O., Hevko I., Hud V., Khoroshun R., Hevko B., Matviishyn A., Sipravska M. Stands for car suspension research

The article provides a description of the developed and manufactured equipment (a stand with a drive drum) for carrying out a research on car suspension under static and dynamic loads. In particular, the work analyzed constructive schemes and principles of operation of the stands with tape and with rotary table for researching characteristics of the car suspension. The characteristics have been patented as a useful model of Ukraine. Based on them, the constructive schemes were developed and a stand with a drive drum for researching the car suspension with experimental equipment for fixing the studied characteristics under static and dynamic loading was made. The essence of the stand with a drive drum is the possibility to carry out the research under the static load of the object under study (car suspension) and fixing the relevant data on the monitor of electronic dynamometer DE 0.5-0.5 by the installed sensor, as well as the possibility to rotate the wheels and suspension of the car from the drive drum with an obstacle from a personal computer through a frequency converter (Altivar 71) using the software Power Suite version 2.3.0, and visualizations of the accelerometer data in a personal computer. The developed stands for researching performance of the car suspension characteristics by using modern laboratory equipment enable determining the studied characteristics of the experimental objects in wide ranges with the fixing of these characteristics in personal computers. This is, in particular, the influence of the kinematic parameters of movement and longitudinal-angular oscillations of the sprung mass of vehicles with a nonlinear force characteristic of the suspension system on their controllability and others. The obtained results of experimental studies of car suspension by using developed and manufactured bench equipment can become the basis for creating a controlled suspension software product.

Key words: car, suspension, stand, static and dynamic load.

Постановка проблеми. На сьогодні значна кількість видів автомобільного транспорту, що використовується як для виробничих, так і для власних потреб, вимагає забезпечення їх надійності й комфортності в експлуатації. Підвіска автомобіля має надзвичайно відповідальне значення під час його експлуатації. Від її надійної роботи залежать довговічність і надійність роботи багатьох систем автомобіля. Тому наші зусилля спрямовані на її дослідження за використання спеціально розробленого стендового обладнання.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У результаті аналізу стендового обладнання розробки спрямовані на системи підвісок, які не можуть вирішити проблему коливань автомобіля, оскільки вони дуже дорогі та сприяють збільшенню енергоспоживання автомобіля [12]. Для підвищення плавності ходу колісних транспортних засобів (КТЗ) широко застосовуються керовані системи підвіски [10; 12; 14; 20]. Основи дослідження динаміки транспортних засобів (ТЗ), що є важливою частиною класичної [8; 22] та сучасної теорії автомобіля, закладені у працях [1; 4; 7; 9; 11; 13; 17].

У працях [2; 3] ґрунтовно розглядаються коливання колісних машин, спричинені нерівностями дороги, які впливають на плавність ходу. Методики і результати експериментальних досліджень плавності ходу, визначення параметрів і характеристик систем відображені в працях [15; 16], а також розглянуті питання плавності ходу, керованості і стійкості руху багатовісних колісних машин. Способи підвищення віброзахисних властивостей підвісок різних транспортних засобів із застосуванням пневматичних, гідропневматичних ресор і гідравлічних амортизаторів із саморегульованими за рахунок енергії коливань характеристиками наведені в працях [18; 19, 21; 23].

Постановка завдання. Наше завдання – розроблення стендів для дослідження впливу кінематичних параметрів руху та поздовжньо-кутових коливань підресореної маси транспортних засобів із нелінійною силовою характеристикою системи підресорювання на їх керованість з метою підвищення стійкості руху вздовж криволінійних ділянок шляху з нерівностями.

Виклад основного матеріалу. Для проведення експериментальних досліджень підвіски автомобіля нами було розроблено й запатентовано ряд стендів. Зокрема, розроблено стенд для дослідження характеристик підвіски автомобіля (пат. України № 150771) [6], який виконано у вигляді рами 1, на якій закріплено опору 2 і механізм при-

воду коліс 9 (рис. 1). Механізм приводу коліс 9 приводить в обертний рух привідні барабани 4, які приводять у рух стрічку 3. У стрічці 3 виконані отвори 7, в які кріпляться перешкоди руху 8. Натяг стрічки 3 забезпечується натяжним 6 та опорним 5 роликками, які закріплені в опорі 2. Також в опорі 2 закріплені кріпильні елементи 11, в яких встановлена підвіска автомобіля 10 з колесом 14 та пристрій для показу досліджуваних даних 17. Регулювання параметрів підвіски автомобіля 10 проводиться навантажувальним механізмом 12 і регульованою пневмокамерою 13. Параметри механізму приводу коліс 9 регулюються з ПК 16 через перетворювач частоти 15.

Під час проведення дослідження після подачі сигналу з ПК 16 через перетворювач частоти 15 механізм приводу коліс 9 приводить у рух привідні барабани 4, які приводять у рух стрічку 3. При русі стрічки 3 перешкоди руху 8, які закріплені в її отворах 7, потрапляють під колесо 14, що спричинює спрацювання підвіски автомобіля 10 і коригування її параметрів регульованою пневмокамерою 13. При цьому зміна параметрів підвіски автомобіля 10 знімається на пристрої для показу досліджуваних даних 17.

Також нами розроблено ще одну конструкцію стенда для дослідження характеристик підвіски автомобіля (пат. України № 148601) [5], який виконано у вигляді рами 3, на якій закріплено навантажувальний механізм 11 і кріпильні елементи 12 підвіски автомобіля 14 з колесом 10 (рис. 2). Підвіска автомобіля 14 з'єднано з регульованою пневмокамерою 15, а також у ній вмонтовано датчик 13 показу досліджуваних даних. Колесо 10 підвіски автомобіля 14 перебуває в контакті з торцевою поверхнею поворотного стола 4, який встановлено з можливістю колового обертання в підшипниковій опорі 5 на нерухомому столі 2. Нерухомий стіл 2 жорстко встановлено на опорах 1. Поворотний стіл 4 приводиться в рух електроприводом 18, параметри руху якого регулюються з персонального комп'ютера 17 через перетворювач частоти 16. На торцевій поверхні поворотного стола 4 виконано паз 6, в якому гвинтами 9 закріплено виступи меншої 8 та більшої 7 висоти (перешкоди). Під час проведення дослідів після подачі сигналу з ПК 17 через перетворювач частоти 16 електроприводом 18 приводиться в обертний рух поворотний стіл 4, з яким контактує колесо 10. Відповідно колесо 10 починає обертатися, найжджаючи на виступи меншої 8 та більшої 7 висоти (перешкоди), що призводить до спрацювання підвіски автомобіля 14 і коригування її параметрів регульованою пневмокамерою 15. При цьому зміна параметрів підвіски автомобіля 14 фіксується через датчик 13 показу досліджуваних даних.

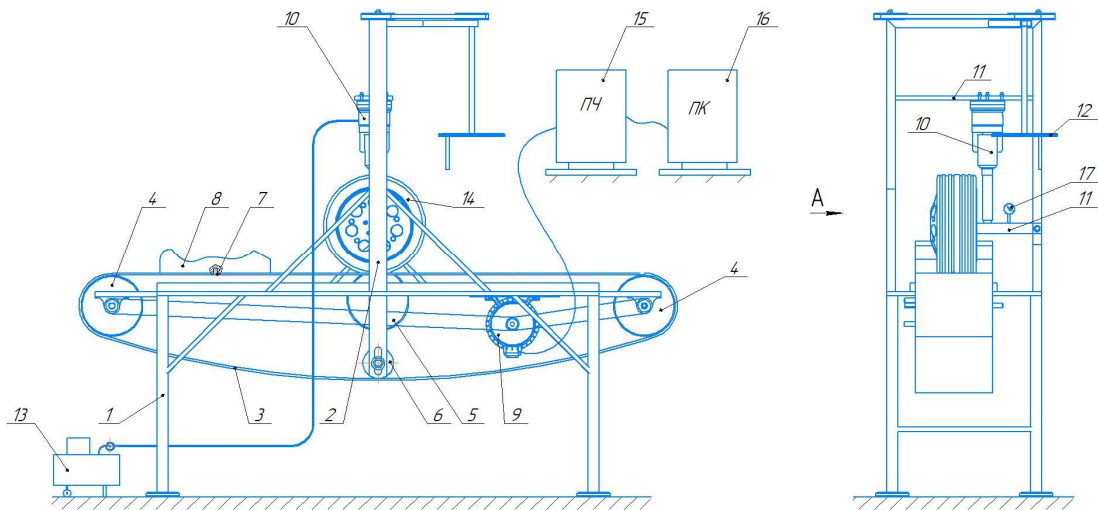


Рис. 1. Схема станда зі стрічкою для дослідження характеристик підвіски автомобіля
Fig. 1. Scheme of the stand with tape for researching the characteristics of the car suspension

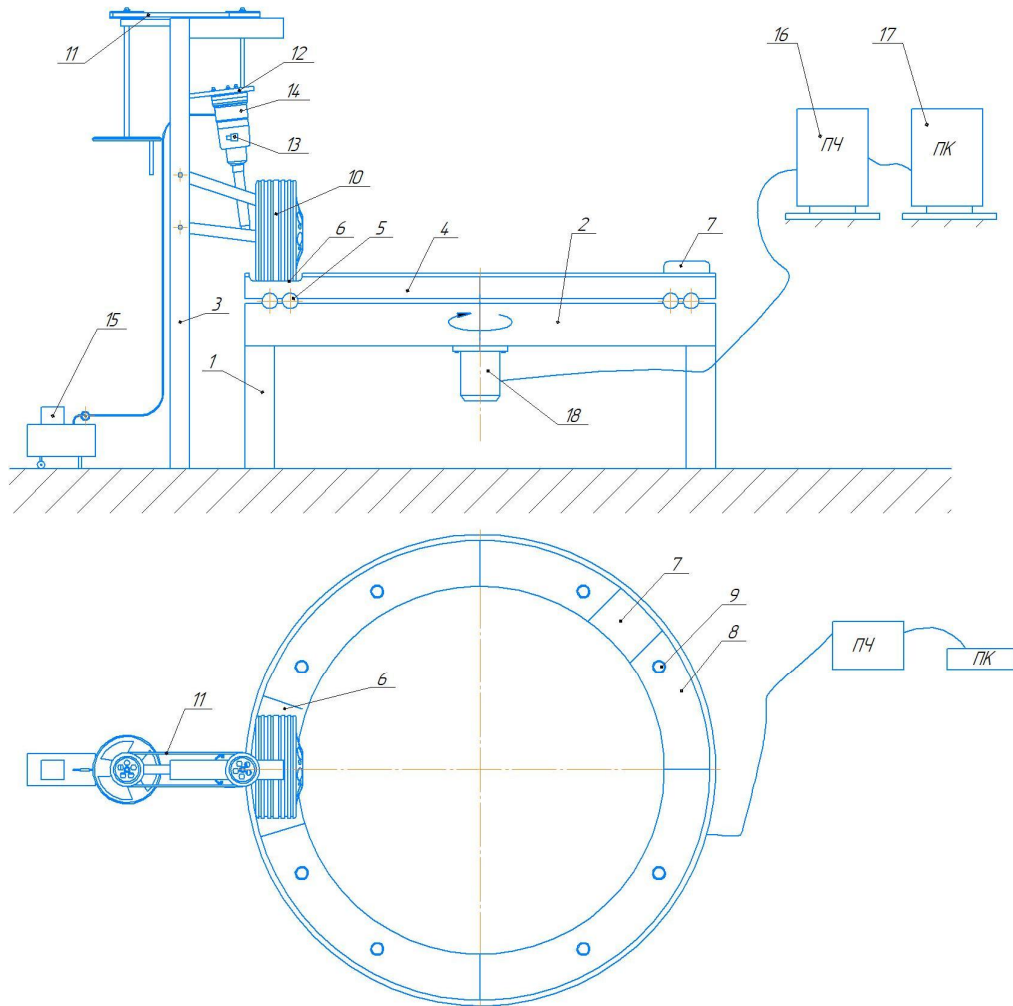


Рис. 2. Схема станда з поворотним столом для дослідження характеристик підвіски автомобіля
Fig. 2. Scheme of the stand with a rotary table for researching the characteristics of the car suspension

Для проведення експериментальних досліджень з метою підтвердження результатів теоретичних досліджень і уточнення відповідних параметрів на базі розроблених стендів було спроектовано та виготовлено стенд з привідним барабаном для дослідження підвіски автомобіля, конструктивну схему та загальний вигляд якого наведено на рис. 3, 4. Суть стенда з привідним барабаном полягає в можливості проведення досліджень при статичному навантаженні досліджуваного об'єкта (підвіски автомобіля) і фіксації зміни в часі швид-

кості руху та зміни величини критичного кута керованості – за однакових усіх параметрів та критичного значення динамічного кута повороту для пружної характеристики амортизаторів за малих амплітуд поздовжньо-кутових коливань.

Зокрема, на рис. 3 наведено конструктивну схему та загальний вигляд стенда з привідним барабаном для дослідження підвіски автомобіля з експериментальним обладнанням для фіксації досліджуваних характеристик при статичному навантаженні, а на рис. 4 – при динамічному навантаженні.

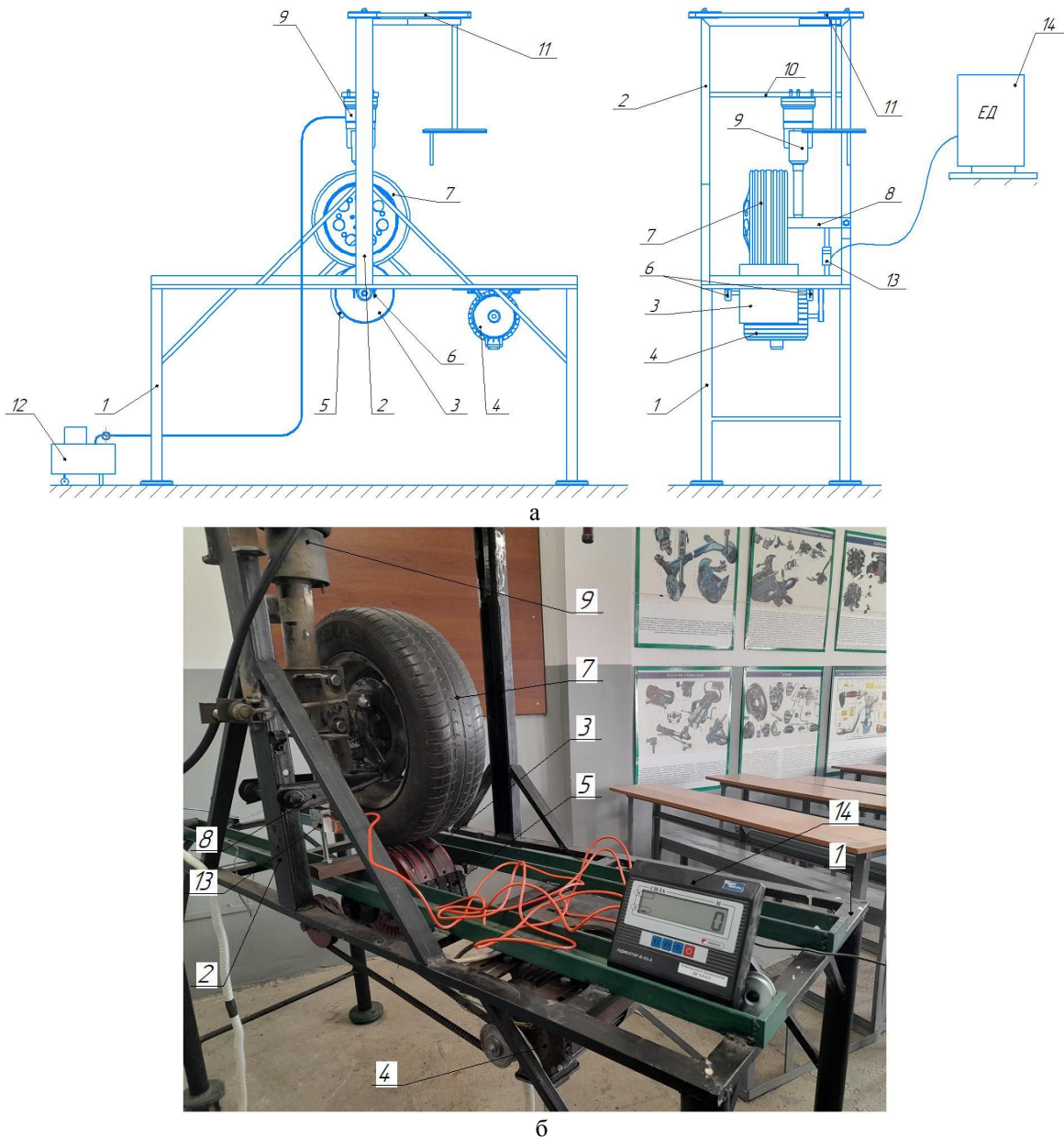
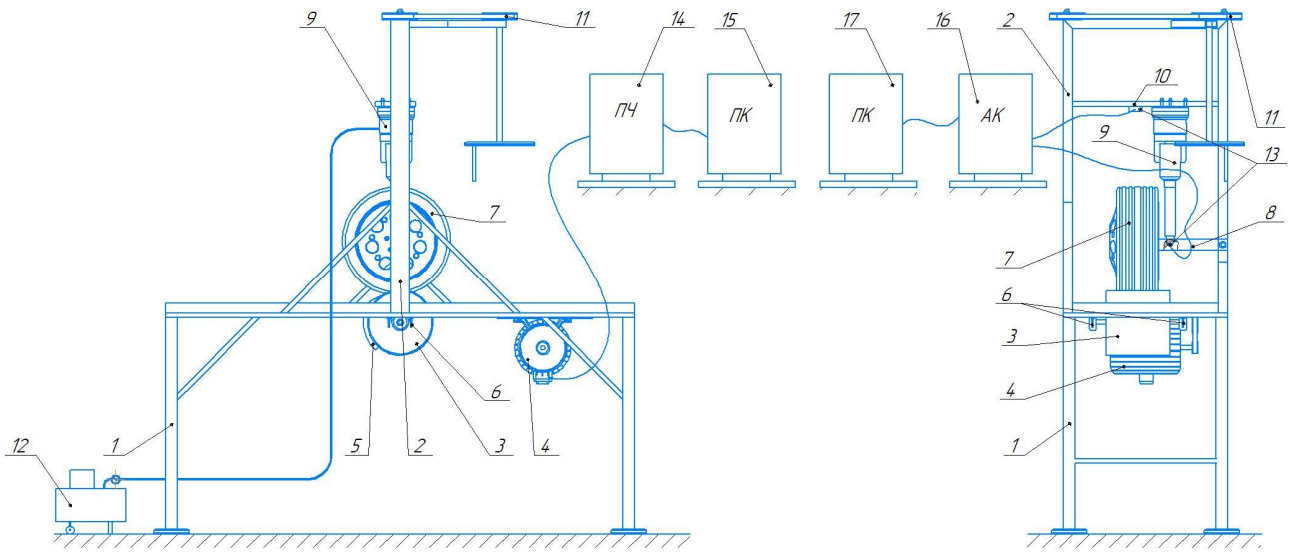
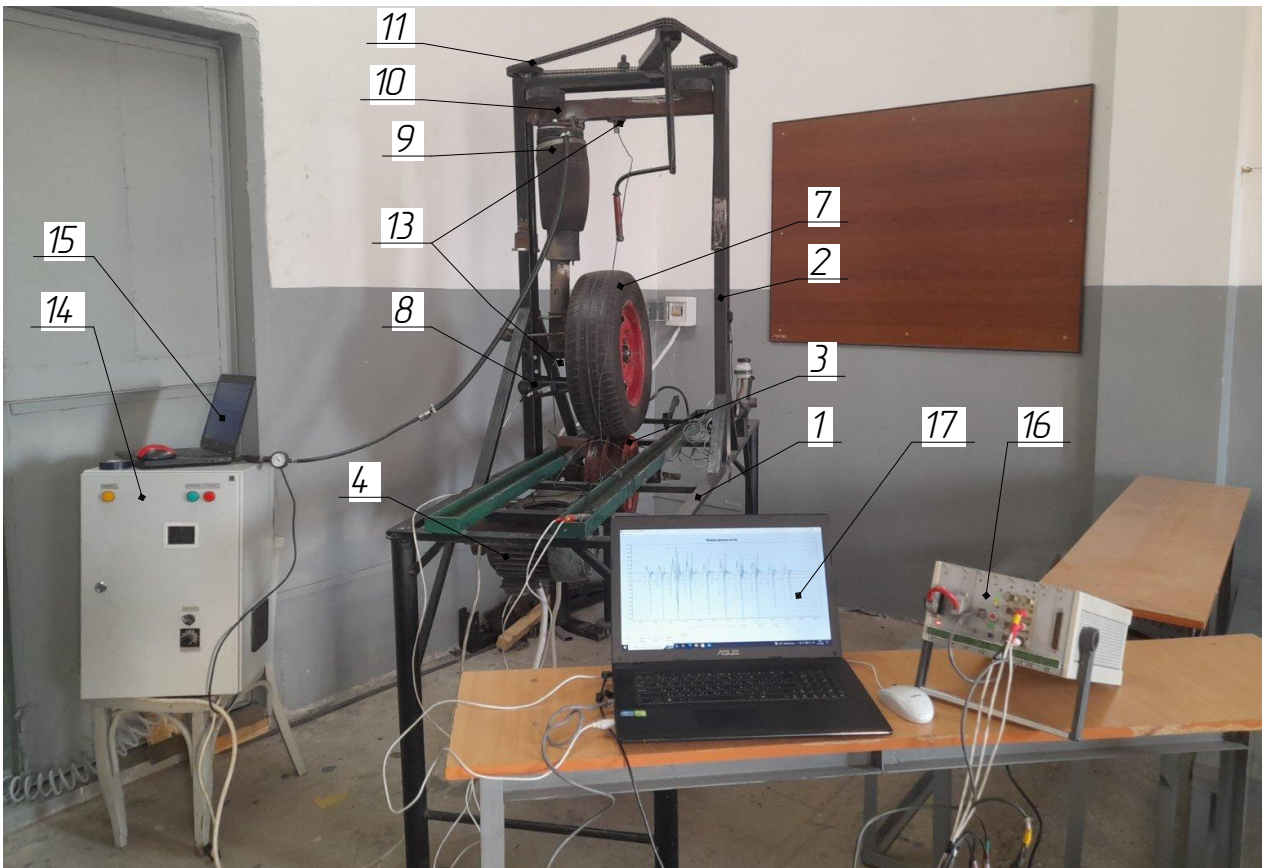


Рис. 3. Стенд з привідним барабаном для дослідження підвіски автомобіля з експериментальним обладнанням для фіксації досліджуваних характеристик при статичному навантаженні: а) конструктивна схема; б) загальний вигляд

Fig. 3. A stand with a drive drum for researching the car suspension with experimental equipment for fixing the studied characteristics under static load: а) constructive scheme; б) general appearance



а



б

Рис. 4. Стенд з приводним барабаном для дослідження підвіски автомобіля з експериментальним обладнанням для фіксації досліджуваних характеристик при динамічному навантаженні:

а) конструктивна схема; б) загальний вигляд

Fig. 4. A stand with a drive drum for researching the car suspension with experimental equipment for fixing the studied characteristics under static load:

а) constructive scheme; б) general appearance

Стенд з приводним барабаном виконано у вигляді рами 1, на якій закріплено опору 2 (див. рис. 3 і 4). У рамі 1 на кронштейнах 6 з можливістю зміщення по вертикалі закріплено приводний барабан 3 з перешкодою 5, який приводиться в рух електроприводом 4. В опорі 2 закріплено балку 10, до якої кріпиться підвіска автомобіля 9 з колесом 7. Підвіску автомобіля 9 з колесом 7 також закріплено в нижньому важелі 8, який з можливістю вертикального зміщення закріплено в опорі 2. Регулювання параметрів підвіски автомобіля 9 проводиться навантажувальним механізмом 11 і тиском компресора 12 пневмокамери підвіски автомобіля 9.

Під час проведення дослідження підвіски автомобіля з експериментальним обладнанням для фіксації досліджуваних характеристик при статичному навантаженні використовується електронний динамометр 14 (див. рис. 3). Для цього між нижнім кінцем підвіски автомобіля (рухомою частиною) 9 та рамою (нерухомою частиною рамної конструкції) 1 встановлюється датчик електронного динамометра 13 ДЕ 0,5-0,5. Далі для отримання відповідних даних у статистиці згідно з розробленою методикою проводиться його навантаження.

Під час проведення дослідження підвіски автомобіля з експериментальним обладнанням для фіксації досліджуваних характеристик при динамічному навантаженні використовуються перетворювач частоти (Altivar 71) 14, керування яким здійснюється з персонального комп'ютера (ПК) 15 за допомогою програмного забезпечення Power Suite версії 2.3.0, та акселерометр 16 з візуалізацією даних у персональному комп'ютері 17. Дослідження проводять таким чином. Після подачі сигналу з ПК 15 через перетворювач частоти 14 на електропривід 4 останнім приводиться в рух приводний барабан 3 з перешкодою 5. За рахунок сили тертя приводний барабан 3 приводить в обертливий рух колесо 7, яке прокочується по ньому, час від часу наїжджаючи на перешкоду 5. За рахунок цього спрацьовує підвіска автомобіля 9, яка починає здійснювати переміщення у вертикальному напрямі, величину яких фіксує акселерометр 16 з візуалізацією даних у персональному комп'ютері 17. Коригування параметрів підвіски здійснюється тиском компресора 12 пневмокамери підвіски автомобіля 9 та навантажувальним механізмом 11.

Під час проведення експериментальних досліджень для розширення його можливостей стенд з приводним барабаном (рис. 4) оснащено кронштейнами 6, які дають змогу проводити зміщення у вертикальному напрямі приводного барабана 3 з перешкодою 5 (рис. 5), що дозволяє проводити заміну колеса 7 на колеса різного діаметра. Також на барабані 3 є можливість проводити заміну пе-

решкоди 5 на перешкоди різної висоти, а також можливість встановлення декількох перешкод.

Частота обертання барабана 3 задається з персонального комп'ютера (ПК) 15 за допомогою програмного забезпечення Power Suite версії 2.3.0 через перетворювач частоти (Altivar 71) 14. Завдяки програмі Power Suite версії 2.3.0 здійснюється керування роботою електроприводу 4 (відповідно барабана 3 та колеса 7) і є можливість плавного нарощування та зменшення частоти його обертання в межах від 0 до 1480 об./хв, що дає змогу виконувати дослідження в широких межах швидкостей. А дані про витрати енергії і значення обертового моменту на валу електроприводу відображаються в установлені терміни часу у вигляді табличних даних та графічних залежностей на моніторі дисплея комп'ютера у відсотках від номінальних величин.

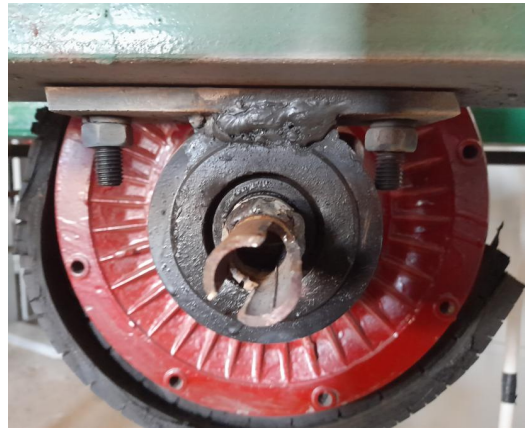


Рис. 5. Загальний вигляд приводного барабана 3 з перешкодою 5, закріплених у кронштейнах 6
Fig. 5. General appearance of the drive drum 3 with the obstacle 5 fixed in the brackets 6

Зміна вихідного стану підвіски автомобіля 9 під час проведення досліджень при динамічному навантаженні (результати переміщення у вертикальному напрямі) фіксується акселерометром 16 з візуалізацією даних у персональному комп'ютері 17. Основні технічні дані універсальної реєстраційної системи (акселерометра 16): частота дискретизації перебуває в межах від 1 Гц до 2 кГц (на канал); похибка значень становить не більше ніж 4 % (1 % – похибка акселерометрів за паспортом і до 3 % – похибка установки) [3].

Розроблені стенди дадуть змогу визначити вплив кінематичних параметрів руху та позовжньо-кутових коливань підресореної маси транспортних засобів із нелінійною силовою характеристикою системи підресорування на їх керованість та підвищення стійкості руху вздовж криволінійних ділянок шляху з нерівностями тощо.

Висновки. Отже, на розробленому та виготовленому стенді з привідним барабаном для дослідження підвіски автомобіля можна проводити експерименти при статичному та динамічному навантаженнях, використовуючи при цьому прогресивне експериментальне обладнання для фіксації досліджуваних характеристик, а саме: електронний динамометр ДЕ 0,5-0,5, перетворювач частоти Altivar 71 з програмним забезпеченням Power Suite версії 2.3.0 та універсальну реєстраційну систему (акселерометр). Суть стенда з привідним барабаном полягає в можливості проведення досліджень при статичному навантаженні досліджуваного об'єкта (підвіски автомобіля) і фіксації зміни в часі швидкості руху та зміни величини критичного кута керованості – за однакових усіх параметрів та критичного значення динамічного кута повороту для пружної характеристики амортизаторів за малих амплітуд поздовжньо-кутових коливань. Загалом розроблені стенди дадуть змогу визначити вплив кінематичних параметрів руху та поздовжньо-кутових коливань підресореної маси транспортних засобів із нелінійною силовою характеристикою системи підресорювання на їх керованість та підвищення стійкості руху вздовж криволінійних ділянок шляху з нерівностями тощо. Методики й результати експериментальних досліджень із визначенням параметрів і характеристик систем будуть відображені в майбутніх працях, а саме питання плавності ходу, керованості і стійкості руху транспортних засобів.

Бібліографічний список

1. Артошенко А., Суярко О. Дослідження впливу характеристик підвіски малогабаритного автомобіля на ходові якості та її модернізацію. *Вісник НТУ «ХПІ»*. 2013. № 31 (1004). С. 21–27.
2. Мандрика В. Р., Шликова В. Г. Керованість і стійкість руху автомобіля В класу з системою ESP. *Вісник НТУ «ХПІ»*. 2013. № 31 (1004). С. 60-65.
3. Павленко В. М., Криворучко О. О. Сучасний стан розвитку активних підвісок легкових автомобілів. *Вісник НТУ «ХПІ». Автомобілебудування*. 2014. № 9 (1052). С. 54-60.
4. Самонастраивающийся амортизатор с программированной демпфирующей характеристикой / А. Д. Дербаремдикер, Р. А. Мусарский, И. О. Степанов, М. А. Юдкевич. *Автомобильная промышленность*. 1985. № 1. С. 13–15.
5. Стенд для дослідження характеристик підвіски автомобіля: пат. 148601 Україна: МПК G01N 17/00 (2021.01). № u202101835; заявл. 07.04.21; опубл. 26.08.21, Бюл. № 34.
6. Стенд для дослідження характеристик підвіски автомобіля: пат. 150771 Україна: МПК G01N 3/00, F16D 65/00. № u202106434; заявл. 15.11.21; опубл. 13.04.22, Бюл. № 15.
7. Adaptive tracking control for active suspension systems with non-ideal actuators / H. Pan, W. Sun, X. Jing, H. Gao, J. Yao. *Journal of Sound and Vibration*. 2017. 399. P. 2-20.
8. An analytical study of the performance indices of air spring suspensions over the passive suspension / Moheyeldein M. M., El-Tawwab A. M. A., El-gwwad K. A. A., Salem M. M. M. *Beni-Suef University Journal of Basic and Applied Sciences* (to be published).
9. Audi Technology Portal: Dynamic Ride Control. URL: https://www.audi-technology-portal.de/en/chassis/suspension-controlsystems/dynamic-ride-control_en (Last accessed: 1st August 2018).
10. Bello M. M., Babawuro A. Y., Fatai S. Active suspension force control with electro-hydraulic actuator dynamics. *ARNP Journal of Engineering and Applied Sciences*. 2015. Vol. 10, No 23. P. 17327-17331.
11. Effectiveness evaluation of hydropneumatic and semi-active cab suspension for the improvement of ride comfort of agricultural tractors / K. Sim, H. Lee, J. W. Yoon, C. Choi, S. H. Hwang. *Journal of Terramechanics*. 2017. 69. P. 23-32.
12. Electromagnetics hybrid activepassive vehicle suspension system / I. Martins, J. Esteves, F. P. da Silva, P. Verdelho. Lisbon: Technical University of Lisbon, 2015.
13. Guiggiani M. The science of vehicle dynamics. Dordrecht: Springer Netherlands, 2014. 130 p.
14. Gysen B. L. J., Janssen J. L. G. Active Electromagnetic Suspension System for Improved Vehicle Dynamics. *IEEE Transactions On Vehicular Technology*. 2016. Vol. 59, No 3. P. 1156-1163.
15. Jazar R. N. Vehicle dynamics. New York: Springer New York, 2014. 396 p.
16. Jazar R. N. Vehicle dynamics: theory and application. Boston: Springer US, 2008. 1015 p.
17. Motor Trend: 2014 Chevrolet Corvette Stingray Z51 First Test. URL: <https://www.motortrend.ca/en/news/2014-chevrolet-corvette-stingray-z51-firsttest/#2014-chevrolet-corvette-stingray-z51-suspension> (Last accessed: 1st August 2018).
18. Popp K., Schiehlen W. Ground vehicle dynamics. Berlin; Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2010. 396 p.
19. Popular Mechanics: 3 Technologies That Are Making Car Suspensions Smarter Than Ever. URL: <https://www.popularmechanics.com/cars/car-technology/a14665/why-car-suspensionsare-better-than-ever/> (Last accessed: 1st August 2018).
20. Rosli R., Mailah M., Priyandoko G. Active Suspension System for Passenger Vehicle using Active Force Control with Iterative Learning Algorithm. *WSEAS Transactions on Systems and Control*. 2014. Vol. 9, No 2. P. 120-127.
21. Schramm D., Hiller M., Bardini R. Vehicle dynamics. Berlin; Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2014. 396 p.
22. Shafie M., Bellob M., Khan R. M. Active Vehicle Suspension Control using Electro Hydraulic Actuator on Rough Road Terrain. *Journal of Advanced Research in Applied Mechanics*. 2015. Vol. 9, No 1. P. 15-30.
23. Taghavifar H., Mardani A. Off-road vehicle dynamics. Cham: Springer International Publishing, 2016. 396 p.

Стаття надійшла 15.09.2022

ДОСЛІДЖЕННЯ ГЕНЕРАТОРНОЇ УСТАНОВКИ ПІД ДІЄЮ ВІБРАЦІЙ АВТОМОБІЛЬНОГО ДВИГУНА

Мирон Магац¹, к. т. н., Іван Городецький¹, к. т. н., Зеновій Гошко¹, к. т. н.,
Андрій Гнатів², д. т. н., Юрій Дацюк³, ст. викладач

¹ Львівський національний університет природокористування,
вул. Володимира Великого, 1, м. Дубляни, Львівський р-н, Львівська обл., Україна,
e-mail: mironmahats@gmail.com,

² Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, Україна,
e-mail: kalifus76@gmail.com, zhiruha_andrij_0608@ukr.net,

³ Львівський національний університет імені Івана Франка,
вул. Грушевського, 4, м. Львів, Україна,
e-mail: yuriy.datsyuk@lnu.edu.ua

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2022.26.134>

Магац М., Городецький І., Гошко З., Гнатів А., Дацюк Ю. Дослідження генераторної установки під дією вібрацій автомобільного двигуна

Досліджено напрями розвитку та підвищення вимог до автотранспортних засобів, які суттєво впливають на темпи розширення підприємницької діяльності в аграрній сфері. А це відповідно: їхня надійність, продуктивність, комфортність управління та високі економічні та екологічні показники. Доведено, що на вищеперелічені характеристики автомобілів значною мірою (особливо в продукуючих і акумулюючих енергетичних засобах), впливає система енергопостачання та енергоспоживання.

В основному сучасні автомобілі використовують системи енергопостачання постійного струму, з напругою від 12 до 24 В, до складу яких входять: генератор, акумуляторна батарея та регулювальні елементи, тобто регулятори напруги. Для контролю й захисту бортової електромережі автомобіля використовуються запобіжники та різного роду реле. Вимогою для генераторних установок (вітчизняних чи зарубіжних виробників) є їхнє налаштування на віддачу електронної енергії (номінальної величини) за мінімальних обертів вала двигуна (850–900 об./хв). Цей процес можливий завдяки підвищенню передатного числа приводу пасової передачі. Доведено, що за підвищення передатного числа вище 3 скорочується її експлуатаційний період та збільшується навантаження на обертові маси самого генератора. Злагоджена робота генераторної установки з акумуляторною батареєю веде до акумулювання електричного заряду (на різних режимах роботи двигуна), необхідного для забезпечення бортової електромережі автомобіля постійно стабільною напругою. Досліджено, що недостатня напруга (нижче 12 В), сприяє недозаряду батареї та утрудненому запуску двигуна, а відповідно підвищена – до перезаряду та скорочення її терміну експлуатації. Така енергетична нестабільність також негативно впливає й на роботу: електронного обладнання, електроприладів, освітлення та сигналізації сучасного автомобіля.

Відповідно до викладеного ми пропонуємо частково вирішити проблеми зменшення навантаження на систему «генераторна установка + акумуляторна батарея» бортової електромережі автомобіля і, відповідно, підвищити економічні та екологічні показники двигуна. Нами прийнято рішення щодо встановлення в бортову електромережу автомобіля незалежного генератора, укомплектованого постійними магнітами, який працює від вібрацій двигуна внутрішнього згорання.

Ключові слова: постійні магніти, незалежний генератор, вібрація двигуна, бортова електромережа, генераторна установка.

Mahats M., Horodetskyi I., Hoshko Z., Hnatov A., Datsiuk Y. Study of a generator set under the influence of car engine vibrations

The research studies directions of development and advanced requirements to motor vehicles, which significantly affect the pace of business growth in the agricultural sector. It is related with their reliability, productivity, comfort of management and high economic and environmental indices. It has been proven that the above-listed characteristics of cars are significantly (especially in the producing and accumulating energy units) influenced by the energy supply and energy consumption system.

Modern cars basically use direct current power supply systems, with a voltage from 12 to 24 V, which include: a generator, a battery and regulating elements, i.e. voltage regulators. Fuses and various types of relays are used to control and protect the car's on-board electrical network. It is required the generator units (domestic or foreign production) are arranged to give electronic energy (nominal value) back at the minimum revolutions of the engine shaft (850–900 rpm). This process is possible due to an increase in the gear ratio of the belt drive. It has been proven that the increase of the gear ratio above 3

results in shortening of its operational period and increase of the load on the rotating masses of the generator. Coordinated operation of the generator unit with the battery leads to accumulation of electric charge (in different engine operating modes), which is necessary to provide the car's on-board electrical network with a constant stable voltage. It has been studied that insufficient voltage (below 12 V) contributes to undercharging the battery and difficult starting of the engine, and, accordingly, increased voltage – to overcharging and shortening its service life. Moreover, this energy instability has a negative effect on the operation of electronic equipment, electrical appliances, lighting and alarms of a modern car. Therefore, the authors of the research propose to partially solve the problems of reducing the load on the «generator unit + battery» system of the car's on-board electrical network and, accordingly, to increase the economic and environmental indicators of the engine. It is decided to install an independent generator equipped with permanent magnets, which operates from the vibrations of the internal combustion engine, in the car's on-board electrical network.

Key words: permanent magnets, independent generator, engine vibration, on-board electrical network, generator unit.

Постановка проблеми. Дослідження генераторних установок [2; 5; 12–14; 16] спрямовані на вдосконалення конструкцій і зменшення навантаження на двигун внутрішнього згоряння. Результати досліджень є постійно актуальними, як теоретично, так і практично. Зростання вимог до електротехнічних засобів першочергово спонукає до модернізації наявних конструкцій, що зумовлює перехід до створення технічних засобів нового, вищого рівня [3; 6; 8; 15].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Інженерами-конструкторами розроблені індукторні електромагнітні генератори, які, як правило, споживають корисну енергію від двигуна внутрішнього згоряння.

Їхня конструктивно-технологічна схема зображена на рис. 1.

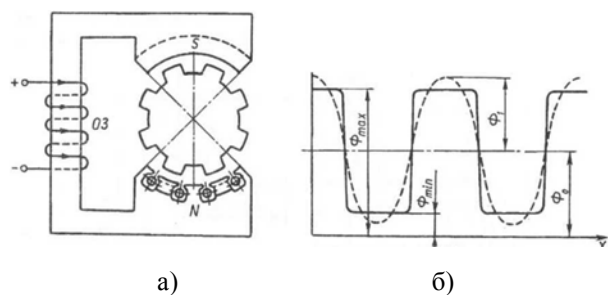


Рис. 1. Конструктивно-технологічна схема безконтактного індукторного генератора:

а – електромагніт, що обертається; б – магнітний потік у зазорі індукторної машини [4]

Fig. 1. Structural and technological diagram of a non-contact inductor generator: a) rotating electromagnet; б) magnetic flux in the gap of the inductor machine [4]

Особливістю їхньої конструкції є те, що електромагніт з обмоткою збудження розміщений у статорі генератора. Самі полюси електромагніту є з пазами, де поміщено обмотки. У середині між полюсами обертається зіркоподібний ротор, тіло якого зі зубцеподібними виступами розміщене по всій довжині електромагніту. Слід зазначити, що

кількість зубців ротора є удвічі більша за кількість пазів статора.

На рис. 2 зображений загальний вигляд (у розрізі) генератора фірми BOSCH [1; 12; 13; 15].

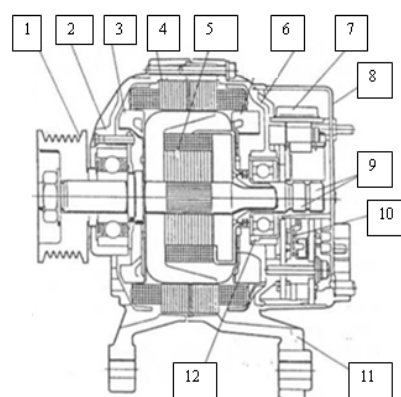


Рис. 2. Генератор типу GC фірми Bosch [7; 8]:

1 – шків; 2 і 6 – передня і задня кришки; 3 – вентилятор; 4 – статор; 5 – обмотка збудження; 7 – місце встановлення щіток та регулятор напруги; 8 – кожух; 9 – колектор (кільця); 10 – блок випрямлячів; 11 – кріпильні місця; 12 – опорний підшипник

Fig. 2. Generator of GC type, Bosch [7; 8]: 1 – pulley; 2 and 6 – front and back covers; 3 – fan; 4 – stator; 5 – excitation winding; 7 – the place where the brushes are made and the voltage regulator; 8 – casing; 9 – collector (rings); 10 – block of rectifiers; 11 – mounting points; 12 – support bearing

Електромагнітна система цих генераторів є дванадцятиполюсною. Сам статор виготовлений з навіски сталеві стрічки на ребро і має 36 напівзакритих пазів та ізольоване покриття. Обмотки збудження (у різних генераторах) мають опір у межах 4,5–2,6 Ом, а їхня потужність забезпечується різною кількістю витків та товщиною провідників статора і ротора.

Особливістю генераторів фірми Bosch є забезпечення значного передатного числа приводу від 2,5 до 3,0. І тому електрична енергія, що віддається генератором на холостому ходу, відповідає обертам вала генератора 1800 об./хв. Тому генера-

тор такого типу комплектується двома вентиляторами 3 і схема вентиляції двопотокова, що, своєю чергою, чинить додаткове навантаження на двигун. А це, відповідно, підвищене використання корисної енергії відносно вищезгадуваних генераторів близько 3 % [5; 9; 11; 16]. До цього типу можна віднести й генератори фірми «Ніаскі» (Японія) з номінальною напругою 14 В і вихідними номінальними струмами: 45, 55, 65, 70, 75, 80, 90, 110 і 120 А. Один із таких генераторів зображено на рис. 3.

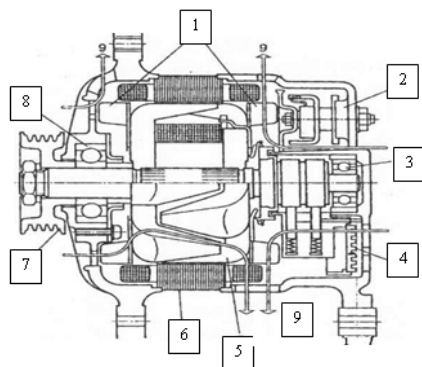


Рис. 3. Генераторна установка БК-16014У60А фірми «Ніаскі» (Японія): 1 – вентилятори; 2 – блок випрямлячів; 3 і 8 – підшипники; 4 – регулятор напруги із щіткотримачами; 5 – ротор; 6 – статор; 7 – шків; 9 – напрям потоків охолоджувального повітря [8]

Fig. 3. Generator unit BK-16014U60A of the company «Niaski» (Japan): 1 – fans; 2 – block of rectifiers; 3 and 8 – bearings; 4 – voltage regulator with brush holders; 5 – rotor; 6 – stator; 7 – pulley; 9 – direction of cooling air flows [8]

Недоліками вищеперелічених генераторних установок є їхня збільшена маса, проблематичне встановлення обмотки збудження та використання корисної енергії двигуна до 6...10 %.

Постановка завдання. Для зменшення витрат корисної енергії двигуна внутрішнього згоряння, що частково використовується на привід генераторної установки, а вона, своєю чергою, забезпечує живлення електричною енергією сучасного автомобіля, є необхідність встановлення додаткового енергоощадного генератора, що працюватиме від вібрацій двигуна. Такий додатковий генератор повинен забезпечити електричною енергією габаритні вогні автомобіля.

Виклад основного матеріалу. Для оцінки величини генерації електричної напруги новоствореної моделі генератора (конструктивно-

технологічна схема якого зображена на рис. 4), що приводиться в дію внаслідок руху постійних магнітів усередині котушки (від вібрацій двигуна), підтверджується законом електромагнітної індукції [10]. Тобто в контурі формується магнітний потік Φ , що пронизує поле магнітної індукції, створюючи напругу.

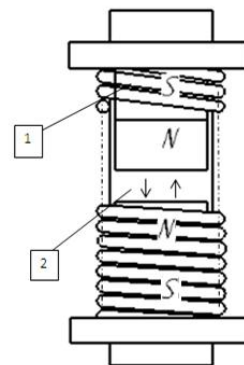


Рис. 4. Конструктивно-технологічна схема додаткового генератора: 1 – обмотка статора, 2 – повітряний відштовхувальний простір між магнітами

Fig. 4. Structural and technological scheme of the additional generator: 1 – stator winding, 2 – repulsive air space between the magnets

Виходячи з цього запишемо залежність

$$\varepsilon = -\frac{d\Phi}{dt} \quad (1)$$

Сумарне значення напруги котушки:

$$U = -N \cdot \frac{d\Phi}{dt} \quad (2)$$

де N – кількість витків у котушці.

Оцінимо величину магнітного потоку Φ через контур:

$$\Phi = B \cdot S \cdot \cos\alpha \quad (3)$$

де B – значення індукції магнітного поля, спричиненого полями індукції постійних магнітів;

$S = \frac{\pi \cdot D^2}{2}$ – площа поперечного перерізу котушки діаметром D ; $\cos\alpha$ – косинус кута між напрямками магнітної індукції і площини поперечного перерізу витків.

Припустимо, що магніти здійснюють колильний рух за гармонічним законом, тоді значення магнітної індукції змінюється за законом

$$B = B_0 + \Delta B \cdot \cos\omega t \quad (4)$$

де $\omega = 2\pi \cdot \nu$ – циклічна частота.

Розкриємо вираз (2), взявши до уваги (3) і (4):

$$U = N \cdot \omega \cdot \Delta B \cdot \frac{\pi D^2}{2} \cdot \cos\alpha \cdot \sin\omega t \quad (5)$$

Величина U змінюється за гармонічним законом, тому усереднене значення напруги в коштуці для змінної напруги буде:

$$\bar{U} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \omega \cdot \Delta B \cdot N \cdot \frac{\pi D^2}{2} \cdot \cos \alpha \quad (6)$$

Оцінімо величину генерації напруги для реальних параметрів магнітів, котушок і коливань двигуна. У розрахунках прийемо: $D = 0,05$ м, $N = 63$ витків, $\omega = 2\pi \cdot 900/60$ с⁻¹, $\Delta B = 1/2$ Тл (для неодимових магнітів), $\cos \alpha = 0,5$.

У результаті підстановки отримаємо

$$\bar{U} = 2 \text{ В.} \quad (7)$$

Для підтвердження теоретичних досліджень виготовлено експериментальну модель генератора (рис. 5), у конструкцію якого входять: пластмасовий корпус 2, два постійних магніти 1 (висотою $h = 30$ мм і діаметром $\varnothing = 50$ мм) зі силою притягання 1200 Н, обмотки збудження 3 (мідний електропровідник довжиною $l = 10$ м та діаметром $\varnothing = 0,2$ мм), дві фіксувальні вставки 6.

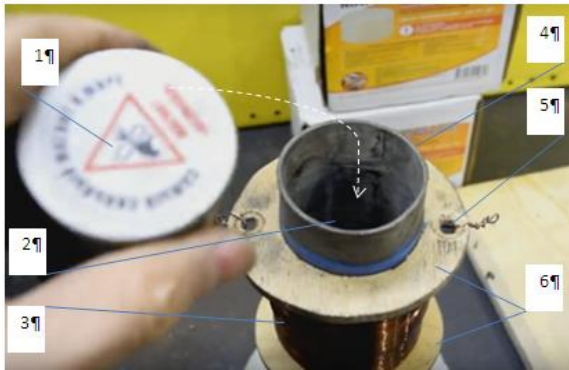


Рис. 5. Конструктивні елементи додаткового генератора: 1 – постійний магніт; 2 – камера встановлення постійних магнітів; 3 – обмотка збудження; 4 – пластмасовий корпус; 5 – вивідні кінці обмотки; 6 – фіксувальні вставки

Fig. 5. Structural elements of the additional generator: 1 – permanent magnet; 2 – chamber for installation of permanent magnets; 3 – excitation winding; 4 – plastic case; 5 – output ends of the winding; 6 – fixing inserts

Додатковий генератор у бортову електромережу автомобіля підключається незалежно. Схема підключення зображена на рис. 6.

Робота додаткового генератора полягає в електричному живленні габаритних вогнів автомобіля під час його експлуатації за умов недостатньої видимості.

Як правило, приводом головної енергетичної установки слугує пасова передача від двигуна внутрішнього згоряння, що становить близько 6 %

виробленої ним енергії. Для зменшення цих витрат і слугуватиме новостворена модель додаткового генератора. Його робота полягає в такому: після запуску автомобільного двигуна та його прогрівання до експлуатаційного режиму вмикаємо вмикач незалежної мережі, тобто тоді, коли двигун працює на холостих обертах. Відповідно амплітуда коливання двигуна є максимально стабільною, що забезпечує повний поступальний хід магнітів, які у своєму корпусі-статорі починають поздовжньо-зворотний рух, формуючи в обмотці ЕРС. Далі через дводіодний міст вироблений електричний струм рухається на контакти вимикача, запобіжники і на габаритні лампи автомобіля.

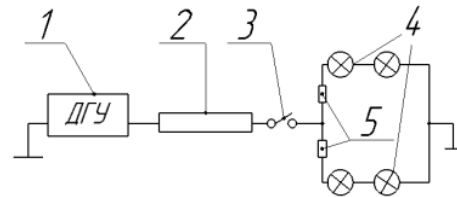


Рис. 6. Схема підключення додаткового генератора: 1 – генератор; 2 – випрямляч; 3 – незалежний вмикач; 4 – габаритні вогні автомобіля; 5 – запобіжники

Fig. 6. Scheme of the additional generator connecting: 1 – generator; 2 – rectifier; 3 – independent switch; 4 – side lights of the car; 5 – fuses

Отже, використання генератора з двома постійними магнітами дасть змогу зменшити навантаження на головну генераторну установку та, відповідно, знизить витрату палива двигуна.



Рис. 7. Додаткова генераторна установка в бортовій мережі автомобіля

Fig. 7. Additional generator installation in the on-board network of the car

Обладнання, яке використовували в процесі проведення експериментальних досліджень: авто-

мобілі ВАЗ «Калина» з об'ємом двигуна $V = 1,5$ л та «Опель-Омега» $V = 2$ л, бортова електромережа автомобілів (генераторна установка) та додаткова генераторна установка (див. рис. 7).

Для проведення експерименту двигун прогрівали до $80\text{ }^{\circ}\text{C}$. Встановили час проведення одного досліду – 1 хв.

Три досліди проводили з базовою бортовою електромережею і записували середні значення витрати палива за 1 хв, а інші аналогічно проводили з додатковою генераторною установкою та здійснювали заміри витрати палива і вихідної напруги на клеммах.

Отримані значення досліджуваних параметрів занесені в таблицю.

Аналіз таблиці доводить, що за використання додаткової установки витрата палива знижується майже однаково: у дизеля на $4,7\text{ см}^3/\text{хв}$, у бензинового двигуна – на $4,6\text{ см}^3/\text{хв}$. Відповідно найбільші значення вихідної напруги спостерігаються на холостому ходу дизеля – $6,0\text{ В}$.

Згідно з таблицею побудовано діаграми залежностей вихідної напруги додаткової генераторної установки відносно обертів колінчастого вала двигуна (рис. 8).

Таблиця. Результати експериментальних досліджень
Table. Results of experimental studies

№ з/п	Параметр	Середні значення		Витрата палива (середні значення), $\text{см}^3/\text{хв}$							
		бензиновий двигун	дизель	базова		з генератором					
				бензиновий двигун	дизель	бензиновий двигун	дизель				
900 об./хв											
1	Хід магнітів, мм	5,8	14,7	64,2	46,4	59,6	41,7				
2	Вихідна напруга, В	1,9	6,0								
3000 об./хв											
1	Хід магнітів, мм	5,8	9,7								
2	Вихідна напруга, В	1,6	5,0								
4000 об./хв											
1	Хід магнітів, мм	5,8	9,5								
2	Вихідна напруга, В	1,5	4,9								

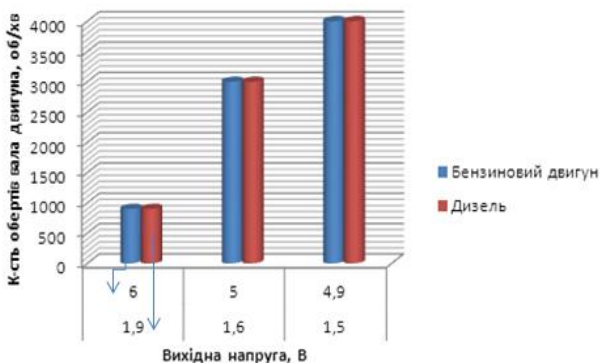


Рис. 8. Діаграми залежностей вихідної напруги додаткового генератора від обертів колінчастого вала двигуна

Fig. 8. Diagrams of dependences of the output voltage of the additional generator on the revolutions of the engine crankshaft

Аналізуючи теоретичні й експериментальні дослідження, можна стверджувати, що при частоті обертання двигуна 900 об./хв ми отримали добру узгодженість (6) з експериментальним значенням $U = 1,9\text{ В}$. Але при інших частотах, 3000 і

4000 об./хв , розбіжність буде значною, у кілька разів. Отримана нами оцінка є дуже наближеною, з припущенням, що магнітний потік змінюється за гармонічним законом, а в кожному витку котушки індуктивності генерується однакова електрорушійна сила. Недоліком нашої моделі є те, що зі зростанням частоти коливань двигуна значення напруги мали б збільшуватися прямо пропорційно частоті, а на практиці значення напруги, навпаки, зменшується від $1,9\text{ В}$ до $1,5\text{ В}$ (для бензинового двигуна) при збільшенні частоти від 900 об./хв до 4000 об./хв відповідно.

Причину розбіжності слід шукати в описі рухів магнітів. Очевидно, що необхідно розглядати дисипативні сили, тобто гальмування самих магнітів внаслідок взаємодії між собою. Тоді закон руху буде не гармонічним, а амплітуда коливань магнітів залежатиме від частоти.

Висновки. За частоти обертання 900 об./хв величина генерації електричної напруги в котушці добре узгоджується з припущенням про гармонічний рух магнітів, які генерують електрорушійну силу згідно із законом електромагнітної індукції.

При зростанні частоти обертання двигуна рух магнітів стає негармонічним, тобто проявляється взаємодія між магнітами.

Експериментальна установка може бути оптимізована: за рахунок розміщення магнітів і катушки (для отримання вищих значень генерації напруги) та більшої віддачі коливного руху двигуна на генерацію електричної енергії.

Завдяки використанню вібрації двигуна зменшується навантаження на основну генераторну установку.

Максимальна вихідна напруга на клеммах додаткового генератора (для дизелів) досягла близько 6,0 В, а мінімальна – 4,9 В. Для бензинового двигуна: максимальна – 1,9 В, мінімальна – 1,5 В.

Ефективність використання додаткового генератора на дизельних двигунах зростає до 31,7 % відносно базової комплектації.

Бібліографічний список

1. Анализ перспектив развития нетрадиционных источников энергии и оценка возможностей их использования / В. В. Тарасова и др. *Автомобиль і електроніка. Сучасні технології*. 2017. 12. С. 50-56.
2. Асташенко С. Б. Топливная аппаратура легковых автомобилей. Дизель. Устройство и обслуживание. Минск: Автостиль, 2001. 112 с.
3. Березин С. В. Справочник автомеханика. Ростов-на-Дону: Феникс, 2008. 353 с.
4. Бойко М. Ф. Трактори та автомобілі. Ч. 2: Електрообладнання: навч. посіб. Київ: Вища шк., 2001. 180 с.
5. Гнатов А. В., Аргун І. В., Улянець О. А. Електромобілі – майбутнє, яке вже настало. *Автомобіль і електроніка. Сучасні технології*. 2017. 11. С. 24-28.
6. Елементи електронних систем керування автомобільними двигунами: навч. посіб. / Л. П. Клименко, О. Ф. Прищепов, В. І. Андреев, В. Ю. Голдун. Миколаїв: Вид-во ЧДУ ім. П. Могили, 2013. 132 с.
7. Марченко А. П. Двигуни внутрішнього згоряння: підручник: у 6 т. / за ред. проф. А. П. Марченка, засл. діяча науки України, проф. А. Ф. Шеховцова. Т. 1: Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. Харків: Вид. центр НТУ «ХП», 2004. 493 с.
8. Марченко А. П. Двигуни внутрішнього згоряння: підручник: у 6 т. / за ред. проф. А. П. Марченка, засл. діяча науки України, проф. А. Ф. Шеховцова. Т. 2: Доводка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. Харків: Вид. центр НТУ «ХП», 2004. 367 с.
9. Марченко А. П. Двигуни внутрішнього згоряння: підручник: у 6 т. / за ред. А. П. Марченка, засл. діяча науки України, проф. А. Ф. Шеховцова. Т. 3: Комп'ютерні системи керування ДВЗ. Харків: Вид. центр НТУ «ХП», 2004. 429 с.
10. Понеділок Г. В., Данилов А. Б. Курс загальної фізики. Електрика і магнетизм: навч. посіб. Львів: Вид-во Львів. політехніки, 2010. 516 с.
11. Руководство по ремонту автомобиля «SENS» / ЗАО «ЗАЗ» Запорожский автомобилестроительный завод». Запорожье, 2007. 296 с.
12. Сажко В. А. Електричне та електронне обладнання автомобілів. Київ: Каравела, 2004. 304 с.
13. Сажко В. А. Електрообладнання автомобілів і тракторів: підручник. Київ: Каравела, 2009. 400 с.
14. Трактори та автомобілі. Ч. 3: Шасі: навч. посіб. / А. Т. Лебедев, В. М. Антощенко, М. Ф. Бойко; за ред. проф. А. Т. Лебедева. Київ: Вища шк., 2004. 336 с.
15. Трантер А. Руководство по электрическому оборудованию автомобилей. ЗАО «Альфамер паблшинг», 2001. 284 с.
16. Herman A. Mathematical modeling of asynchronous generators with an active-inductive load. *Motrol*. 2017. Vol. 19, No 1. P. 71-74.

Стаття надійшла 29.08.2022

ОБҐРУНТУВАННЯ ЗАСТОСУВАННЯ ФІЛЬТРА ОЧИСТКИ ПОВІТРЯ ПАЛИВНОГО БАКА АВТОМОБІЛЯ

**Олег Миронюк, к. т. н., Віктор Шевчук, к. т. н., Ростислав Паславський, к. т. н.,
Олег Сукач, к. т. н.**

*Львівський національний університет природокористування,
вул. Володимира Великого, 1, м. Дубляни, Львівський р-н, Львівська обл., Україна,
e-mail: myronyukos@lnau.edu.ua, shevchukvv@lnau.edu.ua, paslavskyjri@lnau.edu.ua,
19oleg85@ukr.net*

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2022.26.140>

Миронюк О., Шевчук В., Паславський Р., Сукач О. Обґрунтування застосування фільтра очистки повітря паливного бака автомобіля

Обґрунтована важливість очистки дизельного пального від механічних забруднень і води в системах паливободачі дизельних двигунів автомобілів, які використовуються в умовах сільськогосподарського виробництва. Встановлено, що для видалення забруднень використовують різні методи, в основі яких лежать хімічні, фізико-хімічні і фізичні процеси. Для очистки та зневоднення пального найчастіше застосовують фізичні методи, використовуючи фільтрувальні пористі перегородки. Встановлено переваги й недоліки гідрофільних і гідрофобних фільтрувальних матеріалів. Наголошено на перспективності застосування гідрофобних матеріалів із забезпеченням їх безперервної або періодичної регенерації. Одним із шляхів зменшення забруднення пального в системах паливободачі дизельних двигунів є запобігання потраплянню забруднень у паливний бак. Проаналізовані різні способи вирішення цієї проблеми. Забруднення надходять до бака під час витрати палива, у процесі заправки, а також під час малих дихань баків з атмосфери. Розташування паливних баків виправдане з технологічних міркувань забезпечення подачі пального, проте з погляду потрапляння атмосферних забруднень вони розташовані в зоні найбільшої запиленості. Проведений теоретичний аналіз процесів накопичення механічних домішок у баках машин з урахуванням експлуатаційних і конструктивних чинників показав, що мінімізації забрудненості пального в баках автомобілів можна досягти застосуванням пристроїв, що запобігають потраплянню забруднень до паливних баків. Встановлено, що використання технічного пристрою для запобігання потраплянню забруднень до паливного бака з ефективністю 0,65 рівноцінне використанню фільтра тонкої очистки пального з номінальною (95 %) тонкістю очищення $d_{0,95} = 2,9$ мкм. Таким пристроєм може бути фільтр очистки повітря, що надходить до паливного бака, з використанням гідрофобної фільтрувальної перегородки, регенерація якої відбувається від вібраційних коливань двигуна внутрішнього згорання. Фільтр закріплюється на паливному баку за допомогою пружини, жорсткість якої вибирають з умови резонансу. Система очистки, що передбачає і захист бака, і фільтрування, дасть змогу одержати високу якість очистки і економічність самої системи очищення, що визначається витратами на фільтрування, які, своєю чергою, залежать від ресурсу змінюваних фільтрувальних елементів і кількості забруднень, які циркулюють у паливній системі.

Ключові слова: фільтр очистки повітря, паливний бак, гідрофобна перегородка, регенерація фільтрувальної перегородки.

Myroniuk O., Shevchuk V., Paslavskiy R., Sukach O. Rationale for using a car fuel tank air filter

The importance of diesel fuel purification from mechanical pollution and water in fuel supply systems of cars diesel engines used in the conditions of agricultural production is substantiated. It is established that various methods are used to remove contaminants, which are caused by chemical, physical-chemical and physical processes. Physical methods are most often used to clean and dehydrate fuel, using filter porous partitions. The advantages and disadvantages of hydrophilic and hydrophobic filter materials are established. The emphasis is placed on the prospects of using hydrophobic materials with ensuring their continuous or periodic regeneration. One way to reduce fuel pollution in diesel engine supply systems is to prevent them from entering the fuel tank. Different ways of solving this problem are analyzed. Contamination enters the tank during fuel consumption, during refueling, as well as during small breaths of tanks from the atmosphere. The location of fuel tanks is justified for technological reasons of fuel supply, but in terms of air pollution, they are located in the zone of greatest dust. The theoretical analysis of the mechanical impurities accumulation processes in the cars tanks, taking into account operational and design factors showed that minimization of fuel pollution in the cars tanks can be achieved by using devices that prevent contaminants in fuel tanks. It is established that the use of a technical device to prevent contaminants from entering the fuel tank with an efficiency of 0.65 is equivalent to the use of a fine fuel filter with a nominal 95% fineness of cleaning $d_{0,95} = 2.9$ μm . Such device may be the filter for cleaning the air entering the fuel tank with using a hydrophobic filter partition, the regeneration of which occurs from the vibrational vibrations of the internal combustion engine. The filter is fixed on the fuel tank by means of the spring, the stiffness of which is chosen from the resonance condition. The cleaning system, which includes both tank protection and filtration, will allow to obtain high quality cleaning

and efficiency of the cleaning system itself, which is determined by the filtration costs, which in turn depend on the resource of changing filter elements and the amount of contaminants circulating in the fuel system.

Key words: air purification filter, fuel tank, hydrophobic partition, filter partition regeneration.

Постановка проблеми. У зв'язку з високою потребою аграрного виробництва в автотракторній та іншій самохідній сільськогосподарській техніці, обладнаній дизельними двигунами, особливо зростає актуальність питання забезпечення чистоти дизельного пального. Результатом вирішення цього питання є економія пального, продовження строку служби дизельних двигунів та зменшення їх негативного впливу на довкілля.

Питання забезпечення чистоти дизельного пального на стадії виготовлення вдало вирішується завдяки використанню сучасних технологій, а для підтримання необхідного рівня чистоти дизельного пального під час транспортно-складських та заправних операцій розроблені ефективні заходи й виготовлені відповідні технічні пристрої [1]. Водночас низка вчених-дослідників [6; 9] акцентує увагу на важливості вдосконалення процесу очистки дизельного пального на завершальному етапі життєвого циклу перед використанням за призначенням – безпосередньо у системі паливоподачі дизеля.

Очевидно, що існуюча система очистки дизельного пального, що надходить до баків автомобільної техніки під час заправлення на нафтохвищах господарств агропромислового комплексу, переважно не достатньо забезпечує необхідний рівень чистоти дизпалива, поясненням чому є недостатнє застосування на вказаних об'єктах сучасних засобів очистки пального. До того ж навіть за умови заправлення автомобілів «чистим» паливом під час його потрапляння в камеру згоряння дизеля з паливного бака без додаткової очистки в системі живлення або за умови очищення серійними фільтрами, встановленими у цій системі, воно матиме суттєву кількість забруднень з урахуванням їх сталого потрапляння до пального з атмосфери та інших зовнішніх і внутрішніх джерел. Це свідчить про необхідність розробки заходів щодо запобігання потраплянню забруднень до паливного бака.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Розробці нових способів і засобів очистки пального від забруднень увагу приділяло багато дослідників [2; 5; 10; 12]. Для цього пропонують використовувати різні методи: фізичні, хімічні, фізико-хімічні. Зазвичай тверді механічні забруднення в системі паливоподачі дизелів, як свідчать дослідження [7; 14], видаляють з пального за допомогою фізичних методів.

Фізичні методи очистки дизпалива передбачають очистку в силовому полі під дією гравітаційної, відцентрової, електричної, магнітної, електродинамічної та інших сил, очистку за допомогою фільтрування палива через пористі перегородки, а також очистку на основі поєднання цих методів.

Універсальними пристроями для очистки пального від твердих забруднень є фільтри, ефективність застосування яких майже не залежить від властивостей частинок, а залежить винятково від співвідношення частинок і розмірів пор фільтрувального елементу. Такі фільтри порівняно з іншими пристроями для очистки пального мають чимало переваг: стабільну тонкість очистки, відсутність обертових частин, простоту експлуатації [3; 4; 7; 8; 12; 13; 16].

В основі фільтрувальних методів очистки від забруднень лежить використання пористих перегородок, які виготовляють з водопоглинальних (гідрофільних) чи водовідштовхувальних (гідрофобних) матеріалів, а також їх комбінації. У першому випадку матеріал пористої перегородки в процесі фільтрування пального інтенсивно вбирає емульсовану воду до повного насичення. У другому випадку пориста перегородка, пропускаючи лише паливо, є непроникною для емульсійної в ній води, яка залишається на поверхні цієї перегородки. У третьому випадку відбувається послідовне укрупнення мікрокрапель води внаслідок їх коагуляції при взаємодії з волокнами пористої перегородки і випадання укрупнених крапель з потоку палива [16].

У процесі використання гідрофільних перегородок ресурс їхньої роботи обмежений часом до повного насичення перегородки водою. Основним недоліком застосування гідрофобних перегородок є блокування мікрокраплями води пор перегородки, що перешкоджає проходженню через них очищеного пального. Перегородки, що поєднують гідрофільні і гідрофобні волокна, є великогабаритними, а ефективність їхньої роботи залежить від швидкості потоку пального, його густини і в'язкості [16].

Найпростішими за будовою серед фільтрів-водовідокремлювачів, що мають малі габарити і високу водовідокремлювальну здатність, є пристрої з гідрофобними перегородками, проте проблема відведення з їхньої поверхні затриманих крапель води вимагає вирішення.

Очищення пального від забруднень у системах паливоподачі дизелів здійснюють за допомогою фільтрів різного конструктивного виконання [9; 12]. Основний недолік таких фільтрів – обмежений ресурс їхньої роботи, що зумовлений поступовим закупорюванням пор фільтрувального матеріалу частинками забруднень і зростаючим у результаті цього перепадом тиску на фільтрі до гранично допустимого значення [5]. Тому ресурс роботи фільтрувального елемента до його забивання намагаються поєднати з терміном чергового технічного обслуговування автомобіля, під час якого і здійснюється заміна чи промивання фільтрувальних елементів.

Збільшення терміну служби фільтрувальних елементів і скорочення трудомісткості обслуговування фільтрів можна досягти завдяки періодичній чи безперервній регенерації фільтрувальної перегородки фільтра. Безперервну регенерацію проводять одночасно з фільтруванням, і вона супроводжується постійним видаленням забруднень зі всієї поверхні фільтрувальної перегородки, а періодична – поступовим видаленням забруднень з

окремих її ділянок завдяки продуванню повітрям, змиву струменем рідини, механічному видаленню за допомогою щіток, скребоків, вібраторів тощо.

Аналіз методів очистки дизпалива дає підстави стверджувати, що перспективним для використання в системах паливоподачі дизелів є застосування фільтрувальних перегородок із забезпеченням їх безперервної або періодичної регенерації.

Враховуючи те, що найбільша кількість забруднень, які потрапляють до паливного бака, має атмосферне походження, важливим профілактичним заходом є запобігання контакту палива в баку з атмосферним повітрям. Відомі різні способи вирішення цього завдання [9], які представлені на рис. 1.

Дихальний клапан у герметичній кришці заливної горловини паливного бака знижує кількість пилу та вологи, що потрапляє до палива з атмосферного повітря, але повністю не виключає їх взаємного контакту під час періодичного відкриття клапана. Повітряний фільтр з пористих матеріалів вимагає періодичної заміни і не захищає паливний бак від потрапляння до нього вологи.

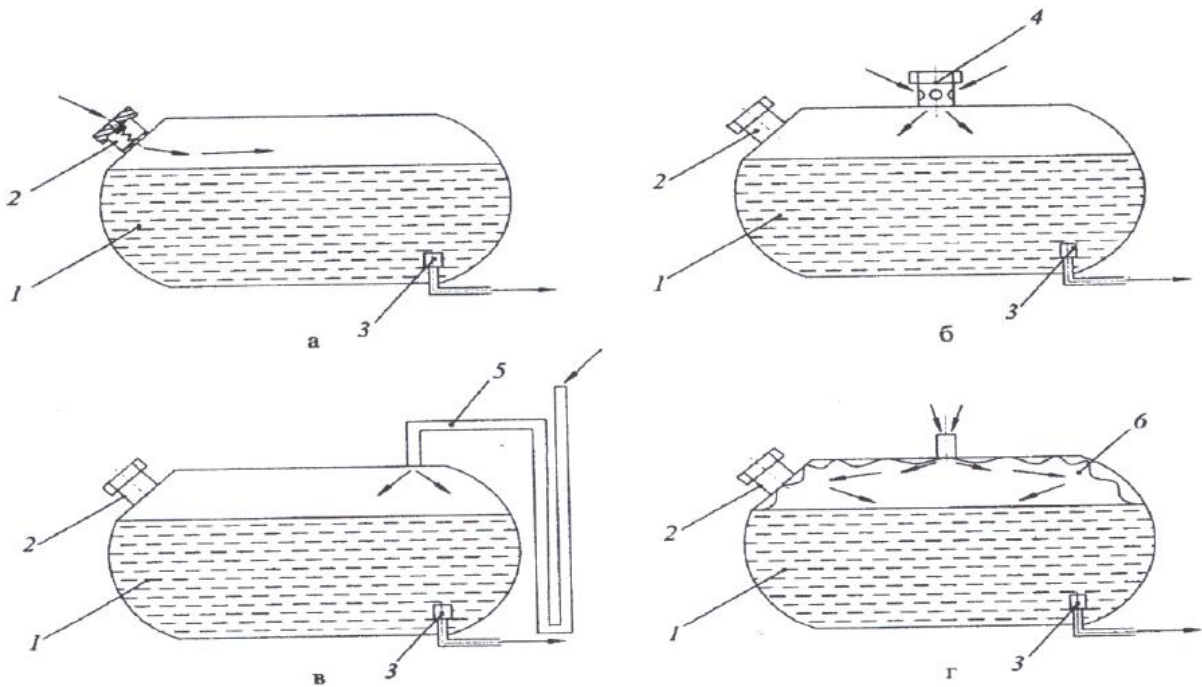


Рис. 1. Пристрої для зниження потрапляння атмосферних забруднень до палива:
а – дихальний клапан у кришці горловини; б – повітряний фільтр; в – дихальна трубка;
г – еластичний газгольдер; 1 – паливний бак; 2 – кришка горловини; 3 – паливозабірник;
4 – повітряний фільтр; 5 – дихальна трубка; 6 – еластичний газгольдер

Fig. 1. Devices to reduce the ingress of air pollution into the fuel: а – breathing valve in the throat cap;
б – air filter; в – respiratory tube; г – elastic gasholder; 1 – fuel tank; 2 – throat cap; 3 – fuel intake;
4 – air filter; 5 – breathing tube; 6 – elastic gasholder

Дихальна трубка великої довжини, виведена в зону мінімального забруднення повітря, є доволі ефективним засобом захисту пального від атмосферних забруднень, але за від'ємних температур у ній можливе утворення крижаних пробок унаслідок конденсації водяної пари. Еластичний газгольдер – ефективний засіб захисту пального, але його застосування пов'язане з певними технічними труднощами, зумовленими складністю ущільнення еластичної оболонки у внутрішній порожнині паливного бака.

Таким чином, заходи з удосконалення конструкції паливного бака не дають змоги цілковито вирішити завдання забезпечення потрібної чистоти дизпалива. Вирішення цієї проблеми можливе за умови, коли поряд зі здійсненням організаційних заходів з очищення дизпалива в баку систему живлення двигуна оснастити фільтром очистки повітря, що надходить до бака.

Постановка завдання. Підвищення чистоти дизельного пального в паливних системах машин є комплексним завданням. Його виконання пов'язане з необхідністю аналізу впливу конструктивних чинників на процеси накопичення і відділення механічних домішок, а також із розробкою конструк-

тивних заходів, що знижують накопичення експлуатаційних забруднень. Метою дослідження є підвищення чистоти палива в системі живлення дизельних двигунів вантажних автомобілів завдяки захисту паливних баків від забруднень в умовах сільськогосподарського виробництва.

Виклад основного матеріалу. Забруднення у вигляді механічних домішок потрапляють до паливних систем машин через баки, тобто місткості, що акумулюють забруднення. Найпоширеніші (стандартні) баки машин з дизельними двигунами – це металеві місткості, що мають заливну горловину з герметичними або напівгерметичними кришками, дихальні сапуни, забірники палива та інше оснащення (рис. 2).

Забруднення надходять до бака під час витрати палива і в процесі заправлення, а також під час малих дихань баків з атмосфери. Традиційне розташування баків у компоновальній схемі паливних систем машин слід визнати за виправдане виходячи з технологічних міркувань забезпечення подачі палива, але з погляду потрапляння атмосферних забруднень, як правило, баки розташовані в зонах найбільшої запиленості.

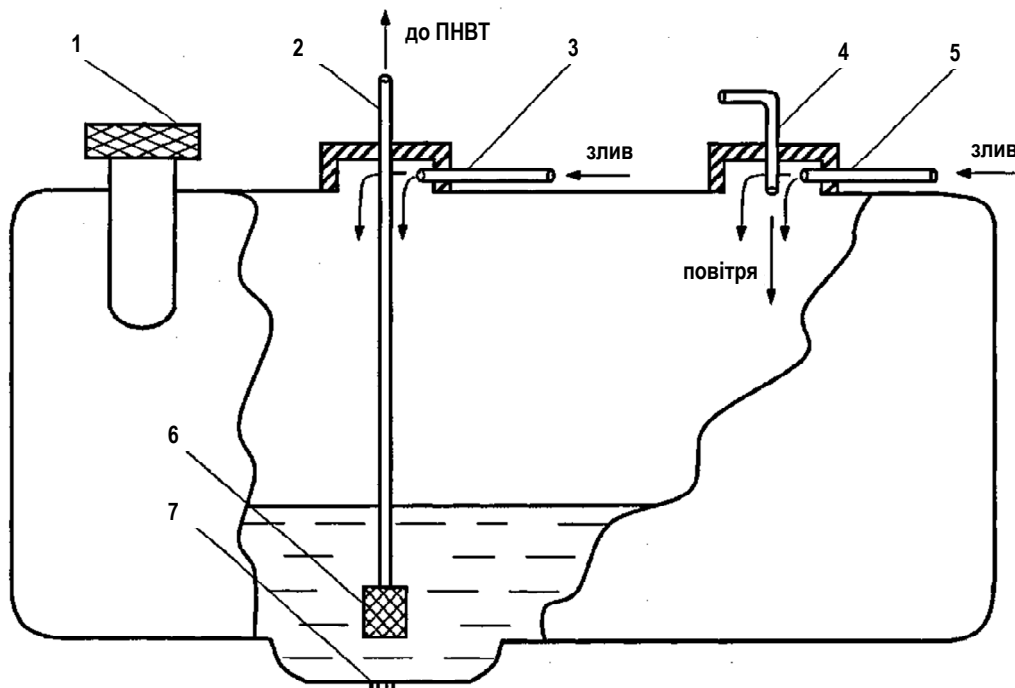


Рис. 2. Паливний бак вантажного автомобіля: 1 – герметична кришка горловини; 2 – паливозабірник; 3 – зливний паливопровід від паливного насоса високого тиску; 4 – сапун; 5 – зливний паливопровід від форсунок; 6 – сітчастий фільтр паливозабірника; 7 – зливна пробка

Fig. 2. Fuel tank of the truck: 1 – airtight throat cap; 2 – fuel intake; 3 – drain fuel line from high pressure fuel pump; 4 – soap; 5 – drain fuel line from the injectors; 6 – mesh filter of the fuel intake; 7 – drain plug

Механічні домішки, що потрапили до бака машини, частково осідають на дно, частково затримуються фільтрами. Велика частка забруднень постійно циркулює в системі малим колом циркуляції. При цьому за рахунок коливань маси палива в баку, і особливо в процесі заправок, маса забруднень, що осіла, періодично частково повертається в об'єм палива, що подається в систему паливонадачі, і далі, в решті-решт, затримується системою фільтрації. Цим пояснюється той факт, що рекомендовані заходи, пов'язані з осадженням забруднень на дні бака, періодичною промивкою бака, регулярним зливом відстою, збільшують експлуатаційні витрати і не вирішують проблеми зниження забруднення палива в баках машин. Шляхи вирішення цієї проблеми, очевидно, лежать у сфері запобігання потраплянню забруднень до баків.

Загальна кількість забруднень у вигляді механічних домішок, що знаходяться в паливному баку автомобіля з дизельним двигуном, у певний момент складається з тих, що надійшли під час заправлення G_3 , а також з атмосфери G_a під час дихання бака:

$$G = G_3 + G_a .$$

Для дизельних двигунів з найпоширенішою схемою подачі пального (рис. 3) елементарний процес накопичення механічних домішок у баку описується таким рівнянням матеріального балансу:

$$\rho_n (k_\sigma \cdot Q_\sigma - q_n \cdot \tau) dC = a_\sigma d\tau - \rho_n \cdot i \cdot q_n \cdot \eta_c \cdot C d\tau - \rho_n \cdot i \cdot q_n (1 - \eta_c) \eta_m \cdot C d\tau , \quad (1)$$

де ρ_n – густина пального, кг/м³; k_σ – коефіцієнт заповнення бака паливом, $k_\sigma = Q_n / Q_\sigma$; Q_n – об'єм пального в баку, м³; Q_σ – об'єм бака, м³; q_n – об'ємна витрата пального дизельним двигуном, м³/с; τ – час роботи двигуна, с; a_σ – умовна швидкість постійного надходження забруднень до бака, кг/с; $i = V / q_n$ – кратність циркуляції палива; V – витрата пального через фільтри, м³/с; η_c, η_m – коефіцієнти ефективності роботи фільтрів грубої і тонкої очистки відповідно; C – концентрація механічних домішок у баку, г/т.

У рівнянні (1) ліва частина відображає елементарну зміну кількості забруднень у баку. Права частина відображає різницю кількості забруднень, що надійшли, і затриманих системою фільтрування пального.

Розділяючи змінні в (1), а також інтегруючи в межах початкової концентрації після заправки C_3 до поточної $C_{\sigma\tau}$ на момент часу τ_k , одержуємо:

$$\int_{C_3}^{C_{\sigma\tau}} \frac{dC}{a_\sigma - \rho_n \cdot q_n \cdot b_\phi \cdot C} = \int_0^{\tau_k} \frac{d\tau}{\rho_n (k_\sigma \cdot Q_\sigma - q_n \tau)} .$$

Провівши інтегрування

$$\frac{1}{b_\phi} \ln \left(\frac{a_\sigma}{\rho_n \cdot q_n \cdot b_\phi} - C \right) \Big|_{C_3}^{C_{\sigma\tau}} = \ln \left(\frac{k_\sigma \cdot Q_n - \tau}{q_n} \right) \Big|_0^{\tau_k}$$

і підставивши граничні значення, маємо:

$$\frac{1}{b_\phi} \ln \left(\frac{\frac{a_\sigma}{\rho_n \cdot q_n \cdot b_\phi} - C_{\sigma\tau}}{\frac{a_\sigma}{\rho_n \cdot q_n \cdot b_\phi} - C_3} \right) = \ln \left(\frac{\frac{k_\sigma \cdot Q_n - \tau_k}{q_n}}{\frac{k_\sigma \cdot Q_n}{q_n}} \right) .$$

У результаті одержуємо формулу для визначення забрудненості палива за безперервної роботи автомобіля:

$$C_\sigma = \frac{g_\sigma}{b_\phi} \left[1 - \left(1 - \frac{Q_\tau}{k_\sigma \cdot Q_\sigma} \right)^{b_\phi} \right] + C_3 \left(1 - \frac{Q_\tau}{k_\sigma \cdot Q_\sigma} \right)^{b_\phi} , \quad (2)$$

де $b_\phi = i \cdot \eta_p$ – параметр, що враховує вплив фільтраційної очистки на процес накопичення забруднень у баку; $g_\sigma = a_\sigma / \rho_n \cdot q_n$ – відносна кількість забруднень, що надходять до бака в процесі експлуатації машини; Q_τ – об'єм пального, витраченого на момент часу τ_k роботи двигуна.

У процесі реальної експлуатації робота паливної системи має періодичний характер. Під час зупинок автомобіля частина забруднень осідає на дно бака. Тому поточна забрудненість пального в баку визначається за формулою

$$C_\sigma = \left\{ \frac{g_\sigma}{i \cdot \eta_p} \left[1 - \left(1 - \frac{Q_\tau}{k_\sigma \cdot Q_\sigma} \right)^{i \cdot \eta_p} \right] + C_3 \left(1 - \frac{Q_\tau}{k_\sigma \cdot Q_\sigma} \right)^{i \cdot \eta_p} \right\} (1 - \eta_{\text{відс}}) , \quad (3)$$

де $\eta_p = [\eta_c + (1 - \eta_c) \cdot \eta_m]$ – результативний коефіцієнт очистки пального системою фільтрування; $\eta_{\text{відс}} = (0,1-0,2)$ – коефіцієнт гравітаційного осадження забруднень у паливному баку.

Величині g_σ необхідно надати статистичну оцінку. Для цього скористаємося довідковими даними стосовно забрудненості дизельного пального. Для автомобілів, оснащених системою очистки пального з $i = 3$, $\eta_c = 0,2$, $\eta_m = 0,6$ для середньостатистичних значень $C_\sigma = 0,0041\%$ і $C_3 = 0,0035\%$, за $\eta_{\text{відс}} = 0,2$ з формули (3) одержуємо $g_\sigma = 0,01\%$ (для $Q_\tau / k_\sigma Q_\sigma = 0,5$) [6].

Це значення g_σ відповідає вільному проникненню забруднень до бака через горловину, що не має засобів захисту. У разі встановлення будь-якого пристрою (наприклад, повітряного фільтрсапуна) з ефективністю η_σ забрудненість пального в баку механічними домішками визначиться так:

$$C_{\delta} = \left\{ \frac{g_{\delta}}{i \cdot \eta_p} (1 - \eta_e) \left[1 - \left(1 - \frac{Q_{\tau}}{k_{\delta} \cdot Q_{\delta}} \right)^{i \eta_p} \right] + C_3 \left(1 - \frac{Q_{\tau}}{k_{\delta} \cdot Q_{\delta}} \right)^{i \eta_p} \right\} (1 - \eta_{aidc}) \quad (5)$$

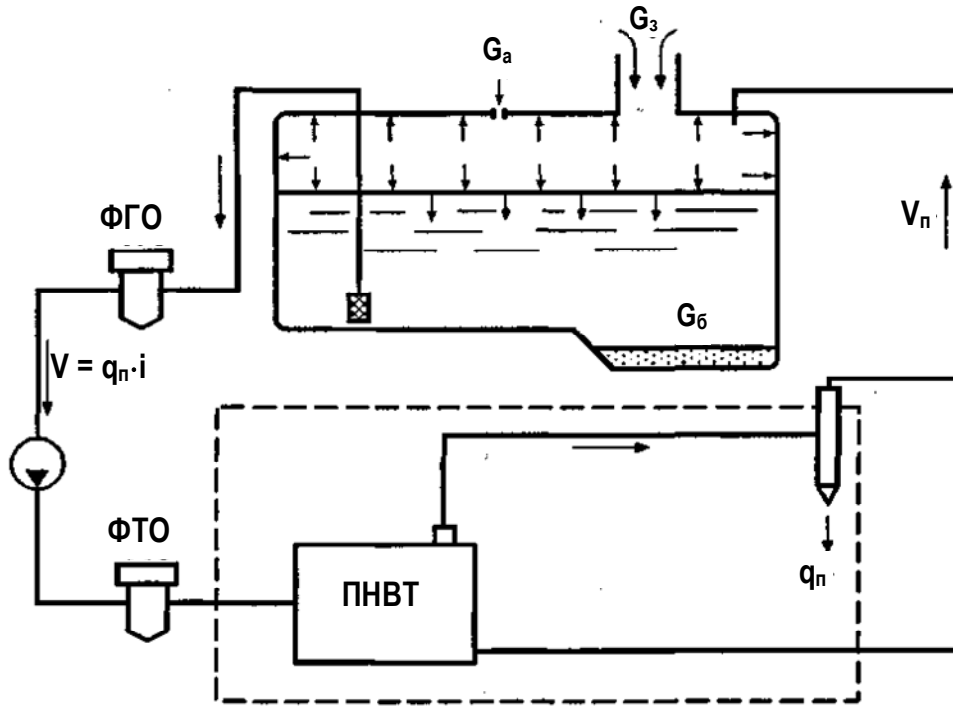


Рис. 3. Схема накопичення забруднень у паливному баку дизельного двигуна
Fig. 3. Scheme of pollution accumulation in a fuel tank of the diesel engine

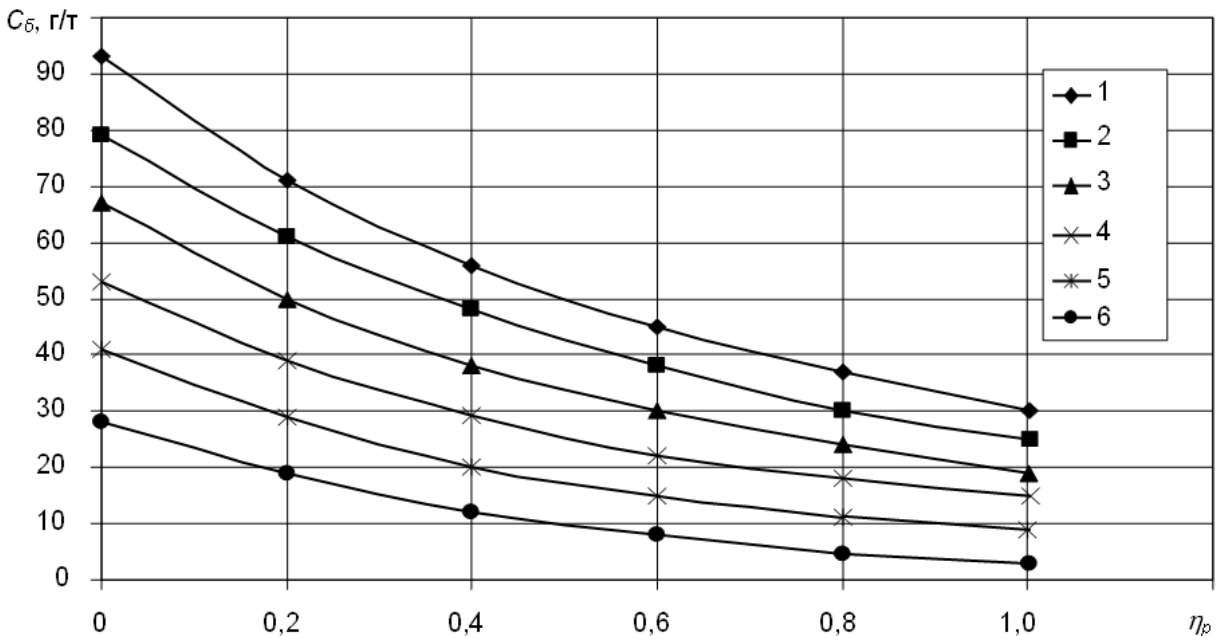


Рис. 4. Розрахункова залежність вмісту механічних домішок у баку від ефективності системи фільтрування пального для $g_{\delta} = 100$ г/т; $i = 3$; $C_3 = 35$ г/т; $\eta_{aidc} = 0,2$; 1 - $\eta_e = 0$; 2 - $\eta_e = 0,2$; 3 - $\eta_e = 0,4$; 4 - $\eta_e = 0,6$; 5 - $\eta_e = 0,8$; 6 - $\eta_e = 1,0$

Fig. 4. Estimated dependence of mechanical impurities content in the tank on the efficiency of the fuel filtration system for $g_{\delta} = 100$ g/t; $i = 3$; $C_3 = 35$ g/t; $\eta_{s} = 0.2$; 1 - $\eta_s = 0$; 2 - $\eta_s = 0.2$; 3 - $\eta_s = 0.4$; 4 - $\eta_s = 0.6$; 5 - $\eta_s = 0.8$; 6 - $\eta_s = 1.0$

За відсутності системи фільтрування пального ($\eta_p = 0$) після розкриття невизначеності за правилом Лопітала для ($b_{\phi} \rightarrow 0$) формула (2) набуде такого вигляду:

$$C_{\phi} = C_s + g_{\phi} \left[-\ln \left(1 - \frac{Q_{\tau}}{k_{\phi} \cdot Q_{\phi}} \right) \right]. \quad (4)$$

Формула (5) дає змогу аналізувати вплив основних параметрів паливної системи автомобіля, включаючи систему очистки, на процес накопичення забруднень у паливному баку.

На рис. 4 зображена теоретична розрахункова залежність (за формулою (5)) забрудненості пального в баку C_{ϕ} від результативної ефективності системи фільтрування палива η_p за $Q_{\tau} / k_{\phi} Q_{\phi} = 0,5$. Оскільки фільтр грубої очистки затримує в основному крупні механічні домішки, а паливний бак не має засобів для запобігання потраплянню до нього забруднень ($\eta_e = 0$), то основна робота з фільтрування механічних домішок лягає на фільтр тонкої очистки. З графіка 1 на рис. 4 випливає, що за рівня забрудненості пального в 50 г/т коефіцієнта очистки пального $\eta_m = 0,51$ можна досягнути встановленням фільтра тонкої очистки з номінальною (95 %) тонкістю очищення $d_{0,95} = 2,9$ мкм [11].

З графіка 1 (рис. 5) видно, що аналогічна чистота пального теоретично може бути одержана й без фільтра тонкої очистки ($\eta_p = 0$) у тому разі, якщо бак буде захищений пристроєм, що запобігає потраплянню до нього забруднень з ефективністю затримки механічних домішок $\eta_e = 0,65$. Практично бажана система очистки, що передбачає і захист бака, і фільтрування, дасть змогу одержати високу якість очистки і економічність самої системи очищення, що визначається витратами на фільтрування, які, своєю чергою, залежать від ресурсу змінюваних фільтрувальних елементів і кількості забруднень, що циркулюють у паливній системі.

Проведений аналіз процесів накопичення забруднень у паливних баках автомобілів у вигляді механічних домішок і води показує, що вирішення завдання зниження рівня загальної забрудненості палива, що надходить до паливної апаратури дизельних двигунів автомобілів, можливе завдяки розробці пристроїв, що запобігають потраплянню механічних домішок до баків машин.

У результаті очікуваним ефектом удосконалення паливних систем машин є загальне зниження витрат на змінювані (витратні) вузли і деталі паливної апаратури, а також зниження втрат від простоїв техніки.

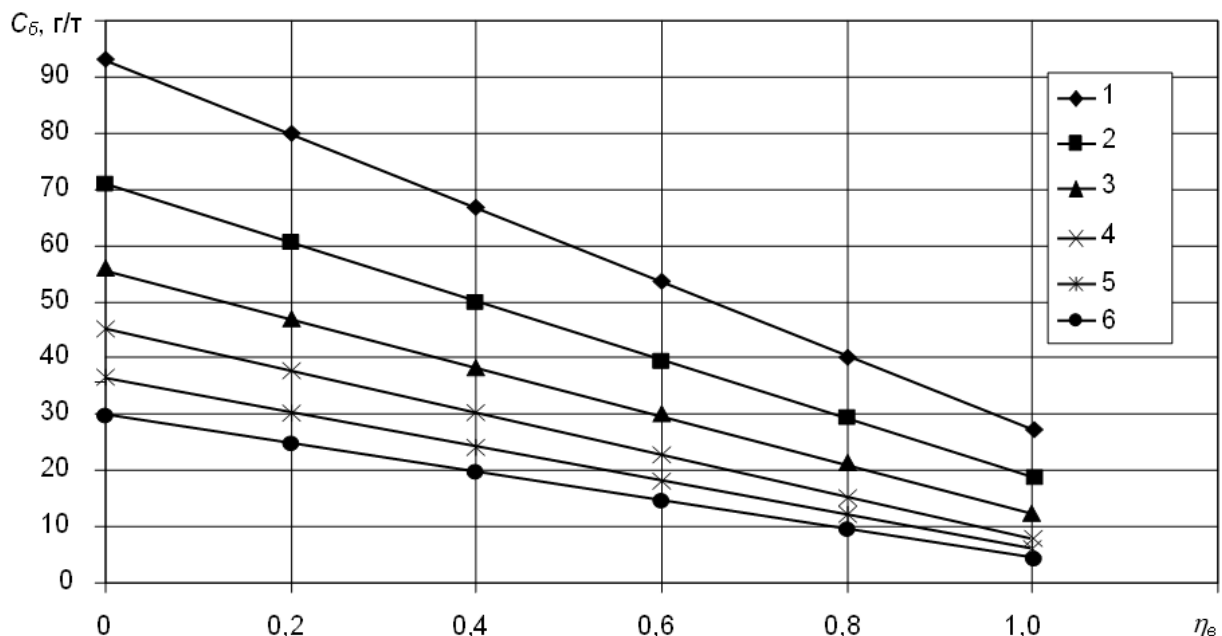


Рис. 5. Розрахункова залежність вмісту механічних домішок у баку від ефективності пристроїв захисту баків за $g_{\phi} = 100$ г/т; $i = 3$; $C_s = 35$ г/т; $\eta_{e0c} = 0,2$;

1 – $\eta_p = 0$; 2 – $\eta_p = 0,2$; 3 – $\eta_p = 0,4$; 4 – $\eta_p = 0,6$; 5 – $\eta_p = 0,8$; 6 – $\eta_p = 1,0$

Fig. 5. Estimated dependence of mechanical impurities content in the tank on the efficiency

of tank protection devices for $g_b = 100$ g/t; $i = 3$; $C_p = 35$ g/t; $\eta_s = 0,2$; 1 – $\eta_r = 0$;

2 – $\eta_r = 0,2$; 3 – $\eta_r = 0,4$; 4 – $\eta_r = 0,6$; 5 – $\eta_r = 0,8$; 6 – $\eta_r = 1,0$

Аналіз різних варіантів використання пористих перегородок для знепилювання і зневоднення атмосферного повітря, що надходить до паливного бака, показує, що для цих цілей найпридатніша перегородка з гідрофобного матеріалу, наприклад, із недорогого і недефіцитного фільтрувального матеріалу з розміром пор 20...30 мкм (паперу, нетканого полотна тощо), просоченого сумішшю з 90...92 % толуолу і 8...10 % полімеру етилгідросилоксану [16]. Видалення пилового осаду і мікрокрапель води з поверхні пористої перегородки можна здійснювати, використовуючи вібраційну очистку цієї поверхні.

Під час видалення забруднень із пористої перегородки вібраційними методами нерационально застосовувати додаткові пристрої, що приводяться в дію від сторонніх джерел енергії. Робилися спроби використовувати для створення вібрації під час регенерації фільтрувальної перегородки енергію повітряного потоку, але для повітряного фільтра, встановленого на паливному баку, це рішення є малоефективним. Водночас сам двигун внутрішнього згоряння є джерелом пружних коливань від вібрації в широкому спектрі частот. За даними [15], вібрації дизеля мають інтенсивні складові в частотному діапазоні від 16 до 8000 Гц. У літературі відсутні дані, що характеризують рівні і спектральний склад вібрації паливних баків дизельних двигунів, на яких планується встановити повітряні фільтри. Це питання вимагає експериментального дослідження. Проте слід розглянути теоретичні положення, на яких ґрунтується процес регенерації фільтрувальної перегородки вібраційними методами.

Ефективність вібраційної очистки пористої перегородки залежить від частоти й амплітуди її коливань. Частота коливань повітряного фільтра дорівнюватиме частоті коливань паливного бака, на якому він встановлений, але амплітуда коливань цього бака, жорстко змонтованого на рамі автомобіля, має обмежені значення і може виявитися недостатньою для ефективної регенерації пористої перегородки. Значення цього параметра можна збільшити, використовуючи явище резонансу. Для збільшення амплітуди коливань повітряного фільтра його слід встановити на циліндричній пружині стиску, характеристики якої повинні задовольняти умову

$$\Omega = \omega_0, \quad (6)$$

де Ω – частота коливань паливного бака, Гц; $\omega_0 = \sqrt{k/m}$ – власна частота коливань повітряного фільтра, Гц; k – жорсткість пружини, Н/м; m – маса повітряного фільтра, кг.

Вираз (6) є умовою резонансу. Тоді рівняння для знаходження необхідної жорсткості пружини матиме такий вигляд:

$$k = \Omega^2 m. \quad (7)$$

Загальний вигляд пристрою для очистки атмосферного повітря, що надходить до паливного бака дизеля, подано на рис. 6.

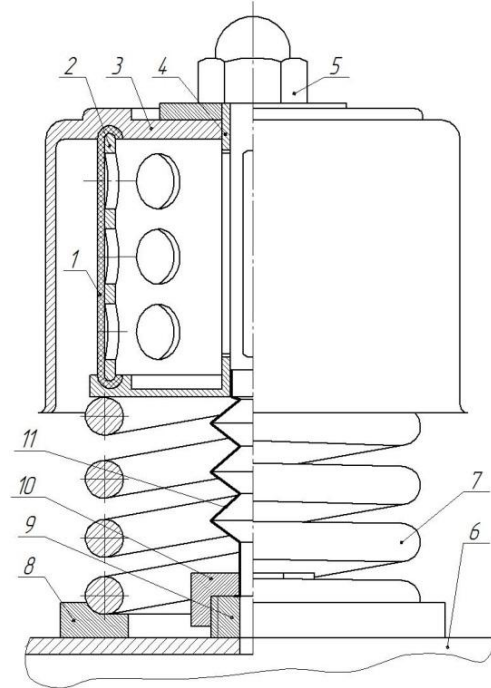


Рис. 6. Конструктивна схема фільтра очистки повітря, що надходить до паливного бака

Fig. 6. Structural scheme of the air purification filter which arrives in a fuel tank

Фільтр містить еластичну перегородку 1 з гідрофобного матеріалу, надіту на циліндричний перфорований каркас 2 і герметично затиснуту між ковпаком 3 та корпусом 4 за допомогою гайки 5. Корпус 4 виконаний у вигляді опорного диска і трубки з прорізами. Фільтр закріплений на паливному баку 6 за допомогою пружини 7, розміщеної між опорним диском і чашкою 8, встановленою на паливному баку 6. Очищене на фільтрувальній перегородці 1 повітря надходить через отвори в каркасі 2 і прорізи в трубці у сильфон 11 і далі у паливний бак 6. З'єднання сильфона 11 зі штуцером 9 паливного бака 6 здійснюється за допомогою накидної гайки 10.

Фільтр для очистки повітря, що надходить до паливного бака, від пилу і вологи працює таким чином. Запилене і вологе повітря надходить під кришку-ковпак через кільцеву щілину, проходить через фільтрувальну гідрофобну вологовідокрем-

лювальну перегородку, де осідають крапельна волога і частки пилу. Потім через отвори в перфорованому каркасі, що слугує для фіксації фільтрувальної перегородки, очищене повітря надходить через прорізи в стінках трубки у внутрішній простір цієї трубки і звідти через сильфонний рукав – до паливного бака. Під впливом вібрації паливного бака, що викликає за допомогою пружини резонансні коливання повітряного фільтра, з пористої перегородки видаляються затримані на її поверхні частинки пилу і мікрокраплі води.

Висновки. Теоретичний аналіз процесів накопичення механічних домішок у баках машин із врахуванням експлуатаційних і конструктивних чинників показує, що мінімізації забрудненості пального в баках автомобілів можна досягти застосуванням пристроїв, що запобігають потраплянню забруднень до паливних баків. При цьому підвищується ресурс роботи основних фільтрів.

Одержана теоретична залежність (5) накопичення механічних домішок у баках автомобілів дає змогу аналізувати вплив складу забруднень та ефективності пристроїв для запобігання потраплянню забруднень до паливних баків.

На основі аналізу відомих засобів, що запобігають потраплянню механічних домішок до баків машин, запропонована конструкція фільтра очистки повітря, призначеного для затримання атмосферного пилу та крапельної вологи, що надходять до палива в процесі дихання баків. Використання явища резонансу сприятиме регенерації фільтрувальної перегородки від забруднень.

Бібліографічний список

1. Банний О. О., Матейко Р. О. Сучасні паливні фільтри тяжкої техніки. *Надійність сільськогосподарської техніки в системі інноваційних процесів*: матеріали V наук.-практ. семінару. Київ, 2020. С. 40-43.
2. Біла Я. Ю., Яремчук Т. О., Тітова Л. Л. Підвищення ресурсу паливних фільтрів і покращення якості очистки палива. *Сучасні технології аграрного виробництва*: матеріали V Міжнар. наук.-практ. конф. Київ, 2019. С. 34-35.
3. Божок А. М., Лісовал А. А., Рикова І. В. Запобігання випаровування палива з бака транспортного засобу. *Вісник Національного транспортного університету*. 2012. Вип. 25. С. 86-89.
4. Калюжний О. Б., Платков В. Я. Підвищення ресурсу роботи фільтрів очищення біопалив. *Нові і нетрадиційні технології в ресурсо- і енергозбереженні*: матеріали Міжнар. наук.-техн. конф. Одеса: ДУ «Одеська політехніка», 2021. С. 53-56.
5. Лісєєва А. І. Сутність роботи паливних фільтрів для дизельних двигунів. *Інноваційне забезпечення виробництва органічної продукції в АПК*: матеріали V Міжнар. наук. конф. в рамках роботи XXXII Міжнар. агропромислової виставки «АГРО 2020». Київ, 2020. С. 128-129.
6. Марчак Т. В., Романов О. М., Чернишук В. В. Огляд конструкцій фільтрів для зневоднення біопалив в системах живлення автотракторних двигунів. *Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: Технічні науки*. Вінниця, 2011. Вип. 9. С. 194-201.
7. Миронюк О. С., Ковальчук І. М. Фільтр очистки дизельного палива у циркуляційних системах паливоподачі. *Всеукраїнська наукова конференція молодих учених і науково-педагогічних працівників*: матеріали. Умань: ВПЦ «Візаві», 2021. С. 175-176.
8. Миронюк О., Шевчук В., Паславський Р. Дослідження двоступінчатого фільтра очистки дизельного пального. *Вісник Львівського національного аграрного університету. Агроінженерні дослідження*. 2021. № 25. С. 49-56.
9. Назаренко І. П., Коваль Д. М., Дубініна С. В. Методи і технічні засоби очищення нафтопродуктів. *Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету*. Мелітополь, 2015. Т. 2, вип. 5. С. 231-234.
10. Продеус О. В., Новицький А. В., Ружилюк З. В. Лідерство в сфері фільтрації – ефективний напрям забезпечення надійності техніки. *Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки*: матеріали XI Міжнар. наук.-практ. конф. Кропивницький, 2017. С. 255-256.
11. Ріло І. П., Марчук М. М., Колесник О. А. Використання експлуатаційних матеріалів та економія паливно-енергетичних ресурсів. Рівне: НУВГП, 2012. 190 с.
12. Усе про паливні фільтри двигунів / А. В. Новицький, С. С. Карабиньощ, З. В. Ружилюк, Ю. А. Новицький. *Agroexpert*. 2018. № 3. С. 88-92.
13. Яцун В. І., Тітова Л. Л. Паливоподаючі системи автомобільних дизелів. *Сучасні технології аграрного виробництва*: матеріали V Міжнар. наук.-практ. конф. Київ, 2019. С. 32-33.
14. Bejger A., Gawdzinska K. Fuel system contamination affecting injection equipment of diesel engines. *Applied Mechanics and Materials*. 2016. 817. P. 27-33. doi: 10.4028/www.scientific.net/AMM.817.27.
15. Mironyuk O. Assessment of the noise level on arterial streets depending on traffic flow indicators. *Transport Technologies*. 2021. 2(2). P. 52-63. doi: 10.23939/tt2021.02.052.
16. To assess the performance of the new fuel filter elements / E. Udler, V. Isaenko, P. Isaenko, A. Isaenko, S. Zykov. *Harvard Journal of Fundamental and Applied Studies*. 2015. 8. P. 586-593.

Стаття надійшла 30.06.2022

КОНЦЕНТРАЦІЯ НАПРУЖЕНЬ У ПЛАСТИНІ З ДВОМА РІВНИМИ КРУГОВИМИ ОТВОРАМИ ПРИ РОЗТЯГУ

Олександр Пономаренко, к. ф.-м. н., Віктор Семерак, к. т. н., Орест Гавриляк

*Львівський національний університет природокористування,
вул. Володимира Великого, 1, м. Дубляни, Львівський р-н, Львівська обл., Україна,
e-mail: alexanderponomarenko54@gmail.com
e-mail: semerakvictor@gmail.com
e-mail: orestgavrilak@gmail.com*

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2022.26.149>

Пономаренко О., Семерак В., Гавриляк О. Концентрація напружень у пластині з двома рівними круговими отворами при розтягу

У сучасній промисловості і будівництві при проектуванні споруд і машин в авіабудуванні, кораблебудуванні, машинобудуванні широке застосування знаходять пружні деталі у вигляді тонких пластин, які з різних міркувань послаблюються різноманітними отворами. При завантаженні таких деталей поблизу отворів виникає концентрація напружень, яка може несприятливо вплинути на міцність деталі. Напруження по контурах отворів розподіляються досить нерівномірно: є малі ділянки, які піддаються дії високих напружень. Саме ці ділянки є такими, де з'являються крихкі тріщини або пластичні деформації, розвиток яких може призвести до руйнування конструкції.

Тому вивчення розподілу напружень біля криволінійних отворів є важливим завданням як з теоретичного, так і з інженерного погляду. У праці отримано розв'язок задачі теорії пружності про концентрацію напружень у пластині з двома рівними круговими отворами при розтягу під довільним кутом до лінії центрів отворів. Визначено коефіцієнти концентрації напружень по контурах отворів залежно від напрямку розтягу та відстані між центрами отворів. Задача розв'язується виходячи з основної функції напружень, що відповідає напруженому стану в неослабленій отворами пластині, і до цієї функції напружень додається друга бігармонічна функція, яка відповідає додатковому напруженому стану, що виникає у зв'язку з наявністю отворів. Задача зводиться до знаходження бігармонічної функції напружень, яка задовольняє граничні умови на контурах отворів та на нескінченності. Наукова новизна полягає в тому, що розв'язок цієї задачі дає відомості про вплив на концентрацію напружень такого фактору, як орієнтування отворів відносно поля навантажень у вигляді розтягу під довільним кутом до лінії центрів отворів. Розв'язок задачі наводиться в біполярних координатах. Отримано формули для напружень по контурах отворів. Побудовано епюри напружень і проведено аналіз зміни коефіцієнта концентрації напружень залежно від напрямку розтягу та відстані між центрами отворів. Результати, отримані в роботі, дають змогу провести теоретичне визначення коефіцієнта концентрації напружень біля отворів і можуть бути використані в інженерній практиці під час проєктування деталей у кораблебудуванні, авіабудуванні та машинобудуванні.

Ключові слова: концентрація напружень біля отворів, біполярні координати.

Ponomarenko O., Semerak V., Havryliak O. Concentration of stresses in plate with two equal circular holes by tension

In modern industry and building by project construction and machines in aircraft industry, shipbuilding, machine-building loose application find elastic details in the form of thin plates, which from different considerations loosen different kind holes. By loading such details near the holes, concentration of strains arises causing unfavourable effect on the durability of detail. Strains on the contours of holes are distributed uneven: there is small sections, which are subjected to the impact of high strains. These are the sections, where fragile cracks or plastic deformations appear, development which may result in destruction of construction.

Therefore, the study of distribution of strains near curve holes is important both from theoretical and engineering point of view.

The purpose of the present work is to provide solution of problem of the theory of elastic about concentration of stresses in plate with two equal circular holes by tension under arbitrary corner to line of hole centres.

The task of work is to define the coefficient of concentration of stresses on the contours of holes in dependence on the direction of tension and distance between the hole centres. The problem decision is in compliance with the principal function of stresses, that correspond to the strained state in unloosen hole plate. This function of stresses is added with another bi-harmonic function, which corresponds to the additional strained state, which arise because of holes.

The problem needs finding the bi-harmonic function of stresses, which satisfy the threshold conditions on the contours of holes and on infinity. Scientific novelty consists in solution of the present problem providing information about the influence on concentration made by the factor, like orientation of holes as regards to field loading in the form of tension under arbitrary corner to line of the hole centres.

Solution of the problem is presented in bipolar coordinates. The obtained formulas for stresses on contours of holes are presented. The authors have built a diagram of stresses and conducted analysis of the change of the coefficient stress concentration in dependence on the tension and distance between the hole centres.

The obtained results of the conducted theoretical coefficient of stress concentration near the holes can be used in engineering practice by construction of details in shipbuilding, airbuilding, transport and agrarian machine-building.

Result presented in the paper allow conducting theoretical substantiation of the coefficient of strain concentration near the holes and may be used in engineering practice in the time of work out details in aircraft industry, shipbuilding, machinebuilding.

Key words: concentration of stresses near holes, bipolar coordinates.

Постановка проблеми. Із набуттям незалежності України одним із важливих завдань, що ставиться перед машинобудуванням, є раціональне та економне використання металу, підвищення технічного рівня та якості продукції машинобудування, її надійності та довговічності. Створення нових конструкцій машинобудування з легшою вагою при покращанні їх якості можливе лише в разі врахування дійсних умов роботи цих конструкцій в області пружних деформацій.

У сучасній промисловості і будівництві при проектуванні споруд і машин в авіа-, корабле-, машинобудуванні широке застосування знаходять пружні деталі у вигляді тонких пластин, які з різних міркувань послаблюються різноманітними отворами. При завантаженні таких деталей поблизу отворів виникає концентрація напружень, яка може несприятливо вплинути на міцність деталі. Напруження по контурах отворів розподіляються досить нерівномірно: є малі ділянки, які піддаються дії високих напружень. Саме ці ділянки є такими, де з'являються крихкі тріщини або пластичні деформації, розвиток яких може призвести до руйнування конструкції.

Тому вивчення розподілу напружень біля криволінійних отворів є важливим завданням як з теоретичного, так і з інженерного погляду.

Наше дослідження присвячене вивченню концентрації напружень у пластині з двома рівними круговими отворами при розтягу під довільним кутом φ до лінії центрів отворів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій.

Надзвичайно різноманітні сучасні проблеми концентрації напружень розглянуто в працях Міжнародної наукової конференції, присвяченої 75-річчю академіка НАН України О. С. Космодам'янського [16]. У праці [1] описано застосування методів теорії пружності для дослідження та розрахунків металургійного обладнання. У працях [2; 5–9] наведено наближений метод визначення напруженого стану багатозв'язної ізотропної півплощини з отворами і тріщинами, розглянуто розв'язок циклічної задачі для пластини з отворами і тріщинами і її застосування

в гірничій справі.

У монографії [4] викладено сучасні ефективні методи визначення напруженого стану багатозв'язних однорідних і кусково-однорідних ізотропних пластинок з отворами, тріщинами і включеннями, наведено розв'язки різних класів задач, описано результати числових досліджень з їх аналізом і встановленням закономірностей впливу на значення напружень та їх концентрацію геометричних характеристик отворів, тріщин і включень, їх кількості і розміщення, фізико-механічних характеристик досліджуваних середовищ.

У праці [12] досліджується динамічна концентрація напружень на краю колового отвору за дії на нього неосесиметричного навантаження.

Надзвичайно широкий спектр задач розглянуто учасниками Міжнародної наукової конференції «Сучасні проблеми механіки та математики» у 2018 р., присвяченої 90-річчю від дня народження світлої пам'яті академіка НАН України Я. С. Підстригача та 40-річчю створеного ним Інституту прикладних проблем механіки і математики у Львові [18]. У праці [10] досліджено напружено-деформований стан площини з періодичною системою отворів з крайовими тріщинами або смугами пластичності.

Аналіз напружено-деформованого стану півпростору з нескінченною циліндричною порожниною проведено у праці [13]. Питання регуляризації формули обернення перетворення Лапласа стосовно визначення концентрації динамічних напружень у пластинках з отворами розглянуто у праці [17]. Розтяг пластини з круговим отвором та двома радіальними тріщинами з урахуванням пластичних зон поблизу їх вершин проаналізовано в праці [15].

Постановка завдання. Метою дослідження є отримання розв'язку задачі теорії пружності про концентрацію напружень у пластині з двома рівними круговими отворами при розтягу під довільним кутом до лінії центрів отворів.

Завданням дослідження є визначення коефіцієнтів концентрації напружень по контурах отворів залежно від напрямку розтягу та відстані

між центрами отворів.

Задача розв'язується виходячи з основної функції напружень, що відповідає напруженому стану в неослабленій отворами пластині, і до цієї функції напружень додається друга бігармонічна функція, яка відповідає додатковому напруженому стану, що виникає у зв'язку з наявністю отворів. Задача зводиться до знаходження бігармонічної функції напружень, яка задовольняє граничні умови на контурах отворів та на нескінченності.

Наукова новизна полягає в тому, що розв'язок цієї задачі дає відомості про вплив на концентрацію напружень такого фактору, як орієнтування отворів відносно поля навантажень у вигляді розтягу під довільним кутом до лінії центрів отворів.

Виклад основного матеріалу. Розглянемо тонку необмежену ізотропну пластину, що містить два кругових отвори рівних радіусів. Пластина перебуває в умовах розтягу зусиллями p в напрямі, що складає кут φ з віссю Ox , що є лінією центрів отворів (рис. 1).

Визначимо напружений стан у пластині за умови, що по контуру отворів не прикладено жодних зовнішніх зусиль.

При розтягу суцільної пластини зусиллями p за напрямом, що складає кут φ з віссю Ox ,

$$\sigma_x = p \cos^2 \varphi,$$

$$\sigma_y = p \sin^2 \varphi, \quad \tau_{xy} = p \sin \varphi \cos \varphi. \quad (1)$$

При цьому функція напружень має такий вигляд:

$$U_0(x, y) = \frac{p}{2} x \sin \varphi - y \cos \varphi^2. \quad (2)$$

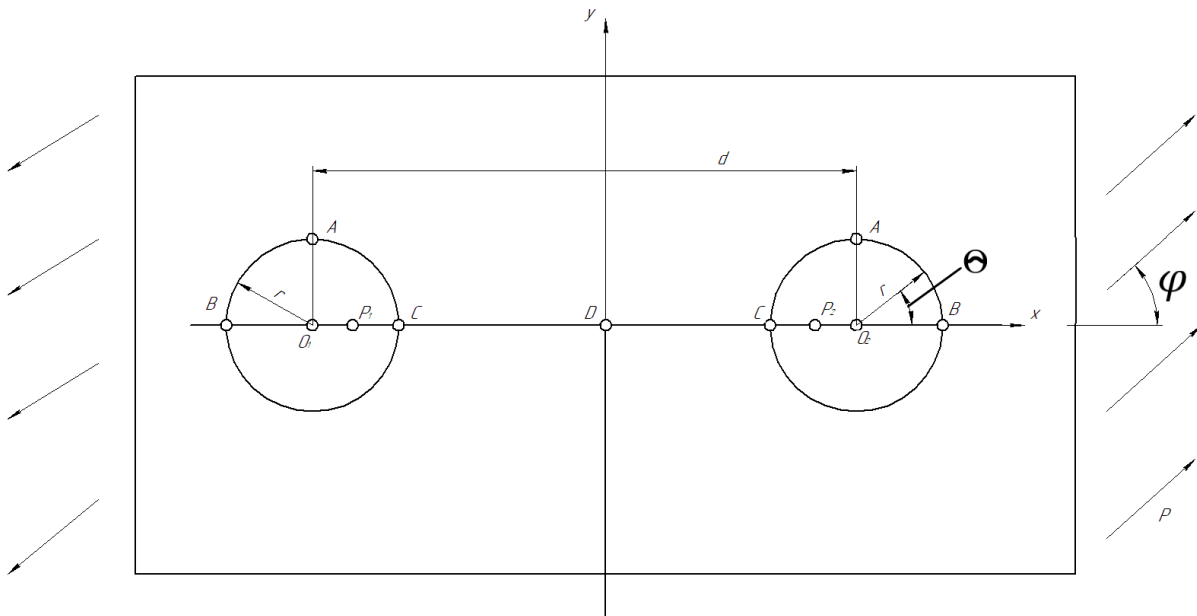


Рис. 1. Схема навантаження пластини

Fig. 1. Schema of plate loading

Подамо цю основну функцію напружень у вигляді:

основний напружений стан пластини характеризується, як відомо [14], компонентами напружень:

$$U_0(x, y) = U_{0.1} + U_{0.2} + U_{0.3}, \quad (3)$$

де

$$U_{0.1} = k_1 x^2, \quad U_{0.2} = k_2 y^2, \quad U_{0.3} = k_3 xy,$$

причому $k_1 = \frac{p}{2} \sin^2 \varphi$, $k_2 = \frac{p}{2} \cos^2 \varphi$, $k_3 = -\frac{p}{2} \sin 2 \varphi$.

Використаємо біполярні координати α , β [19], які зв'язані з прямокутними координатами x , y залежностями:

$$x = \frac{a \operatorname{sh} \alpha}{\operatorname{ch} \alpha - \cos \beta}, \quad y = \frac{a \sin \beta}{\operatorname{ch} \alpha - \cos \beta} \quad (4)$$

або вводячи величину g , що характеризує масштаб перетворення:

$$g = (a \operatorname{ch} \alpha - \cos \beta), \quad (5)$$

отримаємо

$$xg = a \operatorname{sh} \alpha, \quad yg = a \sin \beta. \quad (6)$$

Розв'яжемо задачу, виходячи з основної функції напружень, що відповідає напруженому стану в неослабленій вирізами пластині, і до цієї функції напружень додамо другу бігармонічну функцію, що відповідає додатковому напруженому стану, який виникає у зв'язку з наявністю вирізів.

Тоді повну функцію напружень $U(x,y)$ подамо у вигляді суми:

$$U(x,y) = \sum_{i=1}^3 U_{0,i}(x,y) + k_i U_{1,i}(x,y), \quad (7)$$

де

$$U_0(x,y) = \sum_{i=1}^3 U_{0,i}(x,y) = k_1 x^2 + k_2 y^2 + k_3 xy \quad (8)$$

є основна функція напружень, а $\sum_{i=1}^3 k_i U_{1,i}(x,y)$ – додаткова функція напружень.

Функції $U_{1,i}(x,y)$ повинні бути підібрані так, щоб, знімаючи напруження на контурах отворів,

$$gU_{1,i}(\alpha, \beta) = G_i(ch\alpha - \cos\beta) \ln(ch\alpha - \cos\beta) + \sum_{n=1}^{\infty} f_{n,i}(\alpha) \cos n\beta, \quad (i = 1,2) \quad (10)$$

де

$$f_{n,i}(\alpha) = A_{n,i} ch n + 1 \alpha + \beta_{n,i} ch n - 1 \alpha, \quad (11)$$

$$gU_{1,3}(\alpha, \beta) = \sum_{n=1}^{\infty} A_{n,3} sh n + 1 \alpha + B_{n,3} sh n - 1 \alpha \sin n\beta. \quad (12)$$

Сталі G_i дають змогу так підібрати функції $g U_{1,i}(\alpha, \beta)$, щоб ці останні не змінювали на нескінченності основний напружений стан.

Компоненти напружень $\sigma_\alpha, \sigma_\beta, \tau_{\alpha\beta}$ у застосованій тут системі координат (4) визначаються за формулами [19]:

$$\sigma_\alpha = [(ch\alpha - \cos\beta) \frac{\partial^2}{\partial \beta^2} - sh\alpha \frac{\partial^2}{\partial \alpha} - \sin \frac{\partial}{\partial \beta} + ch\alpha] gU,$$

$$\sigma_\beta = [(ch\alpha - \cos\beta) \frac{\partial^2}{\partial \alpha^2} - sh\alpha \frac{\partial^2}{\partial \alpha} - \sin \frac{\partial}{\partial \beta} + \cos\beta] gU,$$

$$\tau_{\alpha\beta} = -(ch\alpha - \cos\beta) \frac{\partial^2}{\partial \alpha \partial \beta} gU.$$

Визначимо напруження $\sigma_{0\alpha, i}, \tau_{0\alpha\beta, i}$, що виникають відповідно від кожної з функцій $U_{0,i}$, а

$$\sigma_{0\alpha, i} = -\frac{1}{2} G_i(ch2\alpha - 2ch\alpha \cos\beta + \cos 2\beta) + f_{1,i}(\alpha) + \frac{1}{2} \sum_{n=1}^{\infty} [n-1 n-2 f_{n-1,i} - 2n^2 - 1 f_{n,i} ch\alpha + n+1 n+2 f_{n+1} - 2sh\alpha f'_{n,i}] \cos n\beta; \quad (15)$$

$$\tau_{0\alpha\beta, i} = -\frac{1}{2} f'_{1,i} - G_i sh\alpha - \frac{1}{2} \sum_{n=1}^{\infty} [n-1 f'_{n-1,i} - 2n ch\alpha f'_{n,i} + n+1 f'_{n+1,i}] \sin n\beta; \quad i = 1,2 \quad (16)$$

$$\sigma_{0\alpha, 3} = \frac{1}{2} \sum_{n=1}^{\infty} \{n-1 n-2 f_{n-1,3} \alpha + n+1 n+2 f_{n+1,3} \alpha - 2n^2 - 1 ch\alpha f_{n,3} \alpha - 2f'_{n,3}(\alpha) sh\alpha\} \sin n\beta. \quad (17)$$

$$\tau_{0\alpha\beta, 3} = -\frac{1}{2} \sum_{n=1}^{\infty} \{(n-1) f'_{n-1,3} \alpha - 2n f'_{n,3} \alpha ch\alpha + (n+1) f'_{n+1,3}(\alpha)\} \cos n\beta + \frac{1}{2} f'_{1,3}(\alpha). \quad (18)$$

Із граничних умов (9) після порівняння коефіцієнтів відповідно при $\cos n\beta$ і $\sin n\beta$ отримаємо:

$$2f_{1,2} c = -2\sigma_{0,i} + G_i ch2c, \quad (19)$$

$$n n^2 - 1 f_{n,i} c shc = f'_{1,i} c n ch nc - c thc sh nc - G_i n - 1 shnc - n + 1 sh n - 2 c + \sum_{m=1}^{n-1} m \sigma_{m,i} + \tau_{m,i} c thc sh n - m c - n - m \tau_{m,i} ch n - m c,$$

$$n f'_{1,2} c shc = f'_{1,2} shnc - 2\sigma_i sh(n-1)c \times \sum_{m=1}^{n-1} \tau_{m,i} sh n - m c], \quad (20)$$

що виникають відповідно від функції $U_{0,i}(x,y)$, дорівнювали нулю на нескінченності.

Отже, задача зводиться до знаходження бігармонічної функції напружень, що задовольняє граничні умови:

$$\sigma_{\alpha|\alpha=\pm c} = \tau_{\alpha\beta|\alpha=\pm c} = 0. \quad (9)$$

Конттури отворів у системі координат (4) збігаються з координатними лініями $\alpha=c, \alpha=-c$.

У біполярних координатах (4) додаткові функції напружень $U_{1,i}(\alpha, \beta)$, враховуючи основний напружений стан і однозначність переміщень, будемо шукати у вигляді:

також напруження $\sigma_{1\alpha, i}, \tau_{1\alpha, i}$, що відповідають функціям $U_{1,i}$.

Після перетворень будемо мати:

$$\sigma_{0\alpha, i} = \sigma_{0,i} + \sum_{n=1}^{\infty} \sigma_{n,i} \cos n\beta, \quad (i = 1,2)$$

$$\tau_{0\alpha\beta, i} = \sum_{n=1}^{\infty} \tau_{n,i} \sin n\beta,$$

$$\sigma_{0\alpha, 3} = \sum_{n=1}^{\infty} \sigma_{n,i} \sin n\beta,$$

$$\tau_{0\alpha\beta, 3} = \tau_{0,3} + \sum_{n=1}^{\infty} \tau_{n,3} \cos n\beta,$$

причому

$$\sigma_{0,1} = e^{-\alpha} sh\alpha,$$

$$\tau_{n,1} = \sigma_{n,1} = -2e^{-n\alpha} sh\alpha n sh\alpha - ch\alpha, \quad \sigma_{0,2} = e^{-\alpha} ch\alpha \quad (14)$$

$$\tau_{0,3} = e^{-2\alpha},$$

$$\tau_{n,2} = \sigma_{n,2} = 2e^{-n\alpha} n sh\alpha - ch\alpha sh\alpha,$$

$$\tau_{n,3} = -\sigma_{n,3} = 4e^{-n\alpha} n sh^2\alpha - sh\alpha ch\alpha.$$

Напруження, що виникають від додаткових функцій напружень $U_{1,i}$, запишуться у вигляді:

$$nf'_{n,i} c shc = f'_{1,i} shnc - 2G_i sh n - 1 c \times \times shc + 2 \sum_{m=1}^{n-1} \tau_{m,i} sh n - m c, \quad (21)$$

$$f'_{1,i} c = -2 \sum_{m=1}^{\infty} \tau_{m,i} e^{-mc} + 2G_i e^{-c} shc, \quad (22)$$

$$f'_{1,3} c = -2\tau_{0,3}, \quad (23)$$

$$n n^2 - 1 f_{n,3} c shc = f'_{1,2} c nchnc - cthc shnc + 2 \sum_{m=1}^{n-1} m - n \tau_{m,3} ch n - m \cdot c - -m \sigma_{m,3} - \tau_{m,3} cthc sh n - m c, \quad (24)$$

$$-nf'_{n,3} c shc = f'_{1,3} c chnc - 2 \sum_{m=1}^{n-1} \tau_{m,3} sh n - m c. \quad (25)$$

Після перетворень з (19) – (25) отримаємо таку систему рівнянь для визначення всіх невідомих коефіцієнтів шуканої функції напружень:

$$n + 1 A_{n,i} sh n + 1 c + n - 1 B_{n,i} sh n - 1 c = f_{n,i} c, \\ A_{n,i} ch n + 1 c + B_{n,i} ch n - 1 c = g_{n,i} c, \quad i = 1,2 \quad (26)$$

де

$$nf_{n,i} c e^{nc} = 2G_1 shc + n shc - chc, \quad n \geq 1 \quad (27)$$

$$n n^2 - 1 g_{n,1} c e^{nc} = -2G_1 nshc + chc - n n^2 - 1 shc, \quad n \geq 2, \quad (28)$$

$$2g_{1,1} c = G_1 ch2c - 2e^{-c} shc \quad (29)$$

$$nf_{n,2} c e^{nc} = 2G_2 shc - n n shc - chc, \quad n \geq 1 \quad (30)$$

$$n n^2 - 1 g_{n,2} c e^{nc} = -2G_2 n shc + chc + \quad (31)$$

$$+n n^2 - 1 shc, \quad (n \geq 2)$$

$$2g_{1,2} c = G_2 ch2c - 2e^{-2} chc, \quad (32)$$

$$n n^2 - 1 g_{n,2} c e^{nc} = -2G_2 n shc - chc + n n^2 - 1 shc, \quad (33)$$

$$n + 1 A_{n,3} ch n + 1 c + n - 1 B_{n,3} ch n - 1 c = f_{n,3} c, \quad (34)$$

$$A_{n,3} sh n + 1 c + B_{n,3} sh n - 1 c = g_{n,3} c,$$

$$f_{n,3} c e^{nc} = 2 n shc - chc, \quad (35)$$

$$g_{n,3} c e^{nc} = -2shc. \quad (36)$$

Розв'язуючи системи (26) і (34) для величин $A_{n,i}$, $B_{n,i}$, G_i , отримаємо вирази:

$$n n + 1 A_{n,i} \cdot \Delta_1 = 2G_1 e^{-nc} shnc + ne^{-c} shc + n n + 1 e^{-nc} chnc - ne^{-c} shc, \quad (i=1,2) \quad (37)$$

$$n n - 1 B_{n,i} \cdot \Delta_1 = 2G_1 e^{-nc} shnc + ne^c shc + n n - 1 e^{-nc} chnc - ne^c shc, \quad (38)$$

$$B_{1,1} = \frac{1}{2} G_1 thc ch 2c - 2e^{-c} chc - e^{-2c} cth 2c, \quad (39)$$

$$n n + 1 A_{n,2} \cdot \Delta_1 = G_2 1 - e^{-2nc} + n - n e^{-2c} - \frac{n n + 1}{2} (1 + e^{-2nc} - n + ne^{-2c}), \quad (40)$$

$$n n - 1 B_{n,2} \cdot \Delta_1 = 1 - e^{-2nc} + ne^{2c} - n G_2 - \frac{n n - 1}{2} (1 + e^{-2nc} - n + ne^{-2c}), \quad (41)$$

$$B_{1,2} = \frac{1}{2} G_2 thc ch 2c - 2e^{-c} chc + e^{-2c} cth 2c, \quad (42)$$

$$\Delta_1 = sh2nc + nsh2c,$$

$$G_1 \frac{1}{2} + thcsh^2c - 4 \sum_{n=2}^{\infty} \frac{e^{-nc} shnc + nshc(nshc + chc)}{n(n^2 - 1)\Delta_1} = 1 - 2sh^2c \sum_{n=1}^{\infty} \frac{n}{\Delta_1}, \quad (43)$$

$$G_2 \frac{1}{2} + thcsh^2c - 4 \sum_{n=2}^{\infty} 2 \frac{e^{-nc} shnc + nshc(nshc + chc)}{n(n^2 - 1)\Delta_1} = 2sh^2c \sum_{n=1}^{\infty} \frac{n}{\Delta_1}, \quad (44)$$

$$A_{n,3} \cdot \Delta_2 = n - 1 + e^{-2nc} - ne^{-2c}, \quad (45)$$

$$B_{n,3} \cdot \Delta_2 = n + 1 - e^{-2nc} - ne^{2c}, \quad (46)$$

$$A_{1,3} = -e^{-2c} sech2c, \quad (47)$$

$$B_{1,3} = 0, \quad (48)$$

причому

$$\Delta_2 = sh 2nc - n sh2c. \quad (49)$$

Для напружень σ_{β} , нормальних до контурів отворів, маємо:

$$\frac{\sigma_{\beta}}{\rho} |_{a=c} = \sigma_{\beta,1} + \sigma_{\beta,2} + \sigma_{\beta,3}, \quad (50)$$

де

$$\sigma_{\beta,1} = 2 \cos^2 \varphi (chc - \cos \beta) [G_1 shc (1 + 4 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{shnc \cos n\beta}{\Delta_1}) - 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{n(n sh nc shc - ch nc chc) \cos n\beta}{\Delta_1}], \quad (51)$$

$$\sigma_{\beta,2} = 2 \sin^2 \varphi (chc - \cos \beta) [G_2 shc (1 + 4 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{shnc \cos n\beta}{\Delta_1}) + 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{n}{\Delta_1} (n sh nc shc - ch nc chc) \cos n\beta], \quad (52)$$

$$\frac{\sigma_{\beta,3}}{\sin 2\varphi} = \frac{8 chc \sin \beta (1 - chc \cos \beta)}{(chc - \cos \beta)^2} + 4(chc - \cos \beta) \{ e^{-4c} scch 2c \sin \beta + \sum_{n=2}^{\infty} 2 \frac{1}{\Delta_2} n^2 shc - n chc e^{-2c} - e^{-2c} + (2n^3 shc - n^2 e^c + n e^{-c}) sh 2c \} * \sin n\beta. \quad (53)$$

Для обчислення напружень σ_{β} на контурі отвору необхідно вивести формулу, що зв'яже центральний кут отвору θ з біполярними координатами α, β .

Із розгляду рис. 2 видно, що таку формулу можна отримати, враховуючи, що центр отвору C міститься на відстані $d = a \operatorname{cth} \alpha$, а абсциса x і радіус r визначаються за формулами $x = a \operatorname{sh} \alpha / (ch \alpha - \cos \beta)$, $r = a / \operatorname{sh} \alpha$.

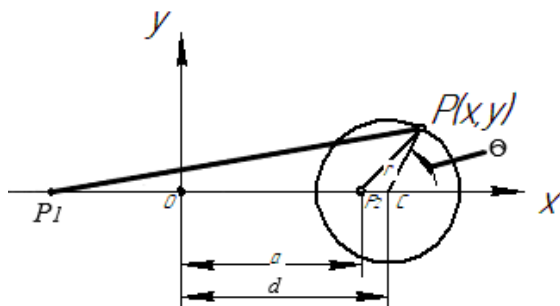


Рис. 2. Ілюстрація зв'язку центрального кута отвору θ з біполярними координатами α, β

Fig. 2. Illustration bond central corner θ with bipolar coordinates α, β

Тоді можна записати:

$$r \cos \theta = x - a \operatorname{cth} \alpha, \quad (54)$$

Підставляючи значення:

$$r = \frac{a}{\operatorname{sh} \alpha}, \quad x = \frac{a \operatorname{sh} \alpha}{ch \alpha - \cos \beta},$$

отримаємо

$$\frac{a}{\operatorname{sh} \alpha} \cos \theta = \frac{a \operatorname{sh} \alpha}{ch \alpha - \cos \beta} - a \operatorname{cth} \alpha, \quad (55)$$

або

$$\cos \theta (ch \alpha - \cos \beta) = \operatorname{sh}^2 \alpha - ch \alpha (ch \alpha - \cos \beta). \quad (56)$$

Остаточно отримаємо:

$$\cos \theta = \frac{ch \alpha \cos \beta - 1}{ch \alpha - \cos \beta}, \quad (57)$$

або

$$\theta = \arccos \frac{ch \alpha \cos \beta - 1}{ch \alpha - \cos \beta}. \quad (58)$$

Отже, співвідношення (57), (58) дають зв'язок між центральним кутом отвору θ і біполярними координатами α, β .

Позначаючи $ch \alpha = \lambda$, із (57) маємо:

$$\cos \theta = \frac{\lambda \cos \beta - 1}{\lambda - \cos \beta}. \quad (59)$$

Для координати β отримуємо:

$$\cos \beta = \frac{1 + \lambda \cos \theta}{\lambda + \cos \theta}. \quad (60)$$

Остання формула є дуже корисною при обчисленні σ_{β} на контурі кругового отвору.

На основі формули (60) для пластини з одним круговим отвором, тобто при $c \rightarrow \infty$, отримуємо:

$$\begin{aligned} \frac{\sigma_{\beta}}{\rho} |_{a=c} &= \\ &= \cos^2 \varphi (1 - 2 \cos 2\theta) + \\ &+ \sin^2 \varphi (1 + 2 \cos 2\theta) - 4 \sin 2\varphi \sin 2\theta. \end{aligned} \quad (61)$$

При $\varphi = 0$ визначимо:

$$\frac{\sigma_{\beta}}{\rho} |_{a=c} = 1 - 2 \cos 2\theta, \quad (62)$$

а при $\varphi = \frac{\pi}{2}$:

$$\frac{\sigma_{\beta}}{\rho} |_{a=c} = 1 + 2 \cos 2\theta. \quad (63)$$

Отже, маємо відомі результати, що отримуються із застосуванням полярних координат [11].

З формули (50) можна отримати відомі формули напружень для площини з двома рівними круговими отворами при розтягу відповідно паралельно і перпендикулярно до лінії центрів [19]. Так, у випадку поздовжнього розтягу, кут $\varphi = 0$. Тоді з (50) отримаємо:

$$\begin{aligned} \frac{\sigma_{\beta}}{\rho} |_{a=c} &= 2(chc - \cos \beta) [G_1 shc (1 + \\ &+ 4 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{sh nc \cos n\beta}{\Delta_1} - \\ &- 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{n(n sh nc shc - ch nc chc) \cos n\beta}{\Delta_1}], \end{aligned} \quad (64)$$

а у випадку поперечного розтягу $\varphi = \pi/2$ і тоді маємо:

$$\begin{aligned} \frac{\sigma_{\beta}}{\rho} |_{a=c} &= 2(chc - \cos \beta) [G_2 shc (1 + \\ &+ 4 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{shnc \cos n\beta}{\Delta_1}) + \\ &+ 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{\Delta_1} n(n sh nc shc - \\ &- ch nc chc) \cos n\beta]. \end{aligned} \quad (65)$$

У таблиці наведено значення коефіцієнта концентрації напружень σ_B/ρ у точках A, B, C (див. рис. 1) для різних значень кута φ і відстаней між центрами отворів.

Таблиця. Значення коефіцієнта концентрації напружень σ_B/ρ у точках A, B, C (див. рис. 1) для різних значень кута φ і відстаней між центрами отворів

Table. Values of the coefficient of stress concentration σ_B/ρ in points A, B, C (fig. 1) for different values of corners φ and distances between centers of holes

$\lambda = d/2r$	точка A $\varphi = 10^\circ$	точка C $\varphi = 90^\circ$	точка B $\varphi = 90^\circ$
1	2,569	∞	3,868
1,5	2,623	3,264	3,151
2	2,703	3,020	3,066
3	2,825	2,992	3,020
5	2,927	2,997	3,004
8	2,970	2,999	3,001
∞	3,000	3,000	3,000

Епюри напружень на контурах отворів σ_B/ρ для $\frac{d}{r}=2,05$, $\varphi = 10^\circ$ побудовано на рис. 3.

Епюри напружень на контурах отворів σ_B/ρ для $\frac{d}{r}=2,01$, $\varphi = 10^\circ$ побудовано на рис. 4.

Епюри напружень на контурах отворів σ_B/ρ для $\frac{d}{2r}=1,54$, $\varphi = 10^\circ$ побудовано на рис. 5.

Епюри напружень на контурах отворів σ_B/ρ для $\frac{d}{2r}=1,54$, $\varphi = 30^\circ$ побудовано на рис. 6.

Епюри напружень на контурах отворів σ_B/ρ для $\frac{d}{2r}=1,54$, $\varphi = 45^\circ$ побудовано на рис. 7.

Епюри напружень на контурах отворів σ_B/ρ для $\frac{d}{2r}=3$, $\varphi = 45^\circ$ побудовано на рис. 8.

Епюри напружень на контурах отворів σ_B/ρ для $\frac{d}{2r}=5$, $\varphi = 45^\circ$ побудовано на рис. 9.

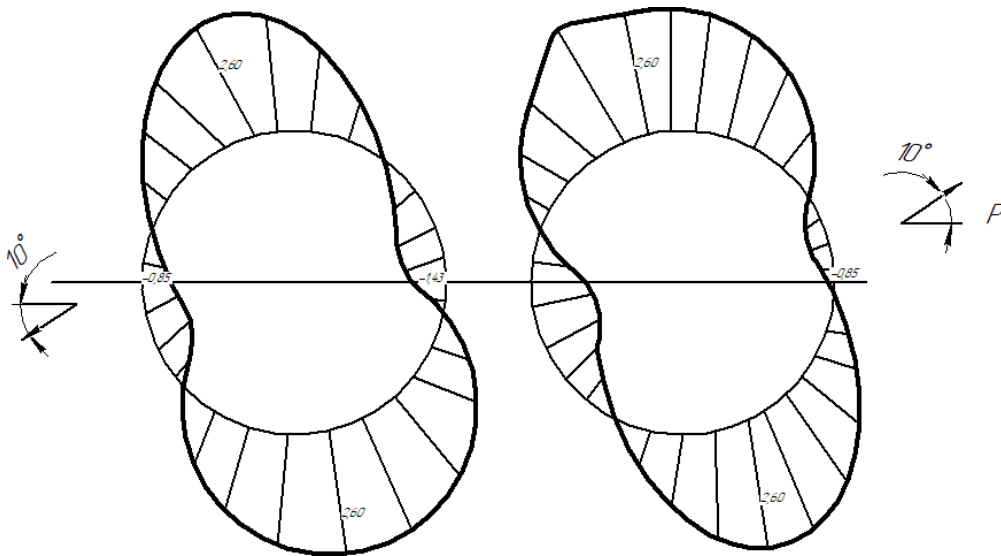


Рис. 3. Епюри напружень на контурах отворів σ_B/ρ для $d/r=2,05$, $\varphi = 10^\circ$
Fig. 3. Diagrams of the strains on contours of holes σ_B/ρ for $d/r=2,05$, $\varphi = 10^\circ$

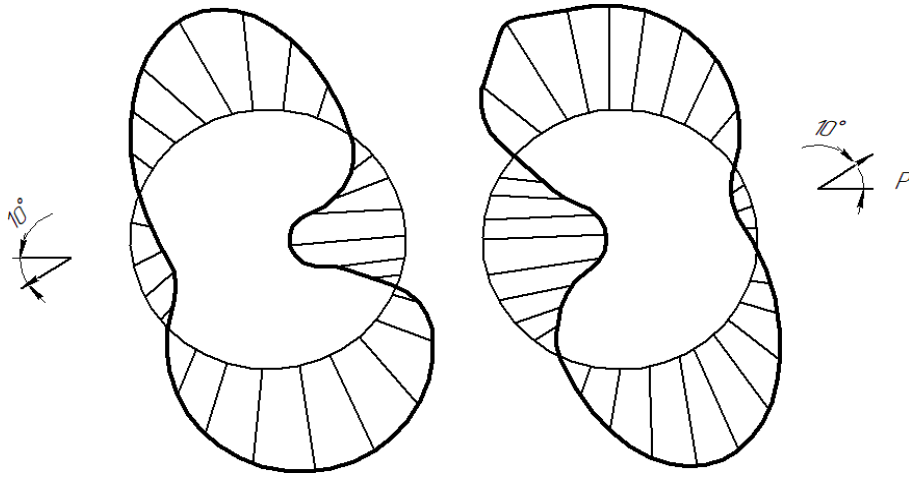


Рис. 4. Епюри напружень на контурах отворів σ_{β}/ρ для $d/r=2,01$, $\varphi = 10^\circ$
Fig. 4. Diagrams of the strains on contours of holes σ_{β}/ρ for $d/r=2,01$, $\varphi = 10^\circ$

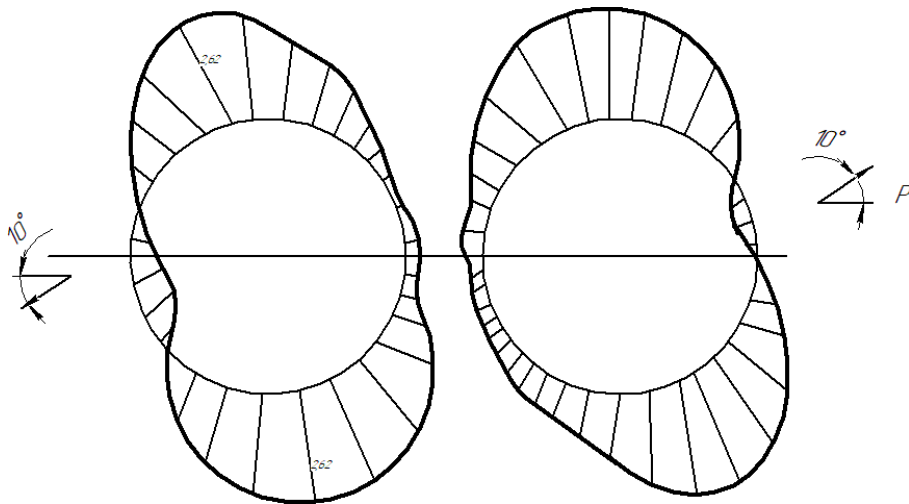


Рис. 5. Епюри напружень на контурах отворів σ_{β}/ρ для $d/2r=1,54$, $\varphi = 10^\circ$
Fig. 5. Diagrams of the strains on contours of holes σ_{β}/ρ for $d/2r=1,54$, $\varphi = 10^\circ$

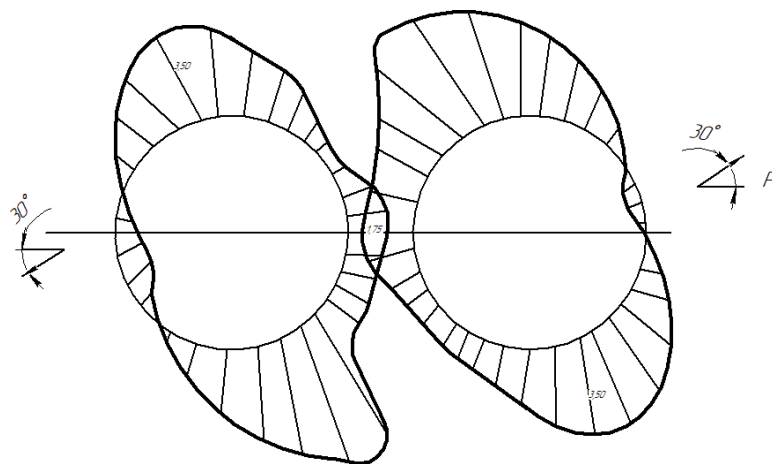


Рис. 6. Епюри напружень на контурах отворів σ_{β}/ρ для $d/2r=2,05$, $\varphi = 30^\circ$
Fig. 6. Diagrams of the strains on contours of holes σ_{β}/ρ for $d/2r=2,05$, $\varphi = 30^\circ$

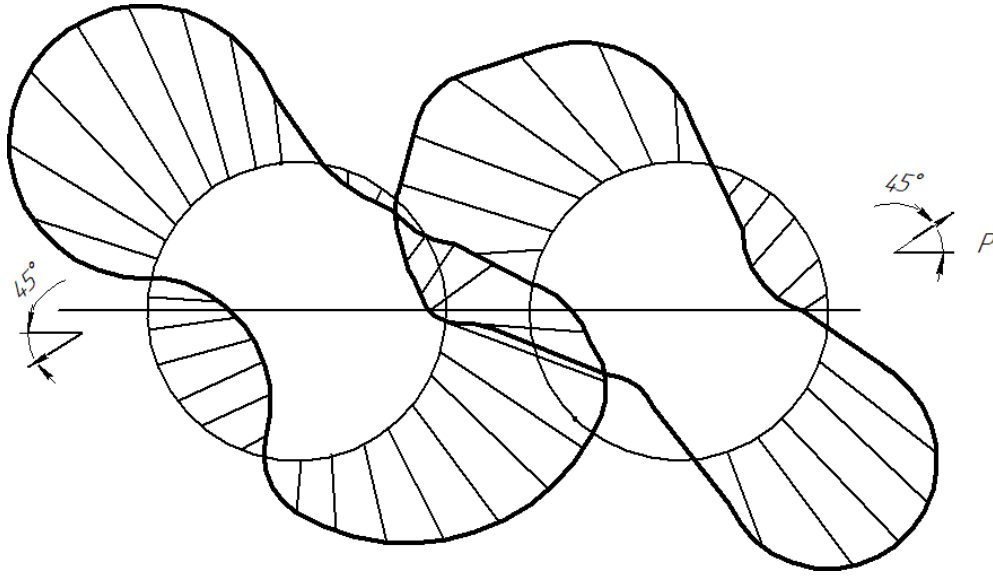


Рис. 7. Епюри напружень на контурах отворів σ_{β}/ρ для $d/2r=2,05$, $\varphi = 45^\circ$
 Fig. 7. Diagrams of the strains on contours of holes σ_{β}/ρ for $d/2r=2.05$, $\varphi = 45^\circ$

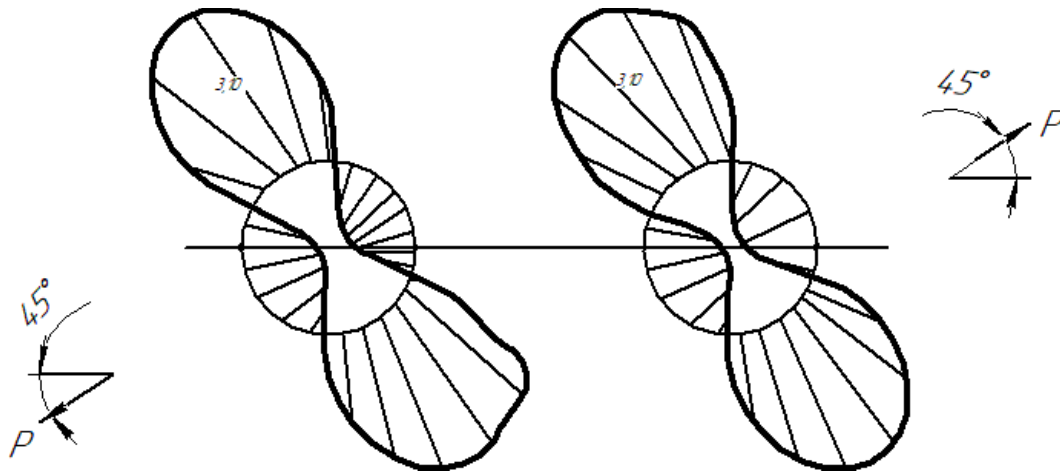


Рис. 8. Епюри напружень на контурах отворів σ_{β}/ρ для $d/2r=3$, $\varphi = 45^\circ$
 Fig. 8. Diagrams of the strains on contours of holes σ_{β}/ρ for $d/2r=3$, $\varphi = 45^\circ$

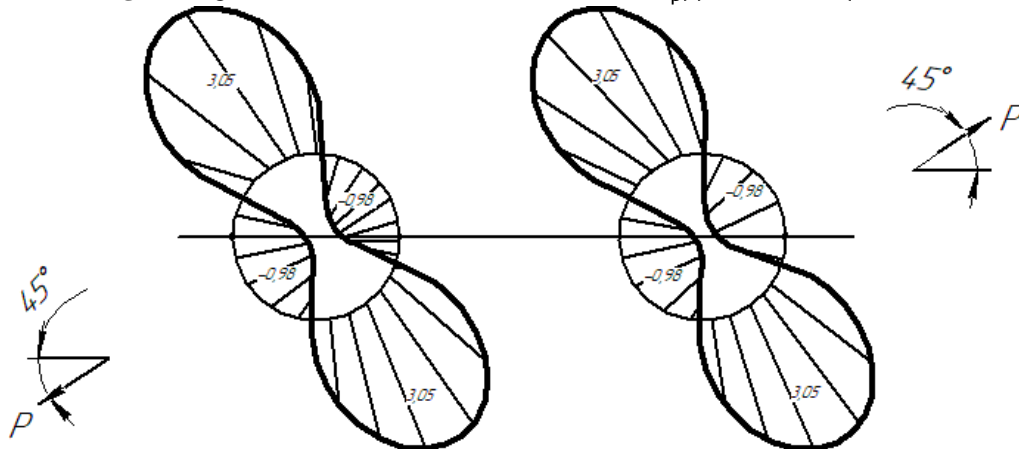


Рис. 9. Епюри напружень на контурах отворів σ_{β}/ρ для $d/2r=5$, $\varphi = 45^\circ$
 Fig. 9. Diagrams of the strains on contours of holes σ_{β}/ρ for $d/2r=5$, $\varphi = 45^\circ$

Висновки. Отримано розв'язок задачі теорії пружності про концентрацію напружень у пластині з двома рівними круговими отворами при розтягу під довільним кутом до лінії центрів отворів із застосуванням біполярних координат.

Із цього розв'язку отримано відомий результат для розтягу пластини з одним круговим отвором у полярних координатах.

Підрахунки та аналіз показують, що при розтягу площини з двома рівними круговими отворами під довільним кутом до лінії центрів отворів максимальні напруження мають місце в точках на контурі отвору, що відповідає куту

$$\theta = 90^\circ + \varphi \text{ при } \lambda = \frac{d}{2r} = 2.$$

Однак при зближенні отворів точка з максимальним значенням напруження зсувається до сусіднього отвору. Так, наприклад, для $\lambda = 1,06$ точка з максимальним значенням напруження має місце для $\theta = 172^\circ$ (див. рис. 1), а при віддаленні отворів, тобто при збільшенні λ , – для $\theta = 135^\circ$ ($\varphi = 45^\circ$).

Отримані результати дають змогу провести теоретичне визначення коефіцієнта концентрації напружень біля отворів і можуть бути використані в інженерній практиці під час проєктування деталей у корабле-, авіа- та машинобудуванні.

Бібліографічний список

- Бейгул О. О., Лепетова Г. Л. Методи теорії пружності для дослідження і розрахунків металургійного обладнання: навч. посіб. Дніпродзержинськ: Дніпродзерж. держ. техн. ун-т, 2014. 188 с.
- Вакуленко С. В., Калоєров С. А. Приближений метод определения напряженного состояния многосвязной изотропной полуплоскости с отверстиями и трещинами. *Теоретическая и прикладная механика*. 2002. Вып. 35. С. 65-76.
- Довбня К., Врублевський В. Дослідження напруженого стану в ортотропній пластині з двома круговими отворами та трщиною. *Сучасні проблеми механіки і математики*: матеріали Міжнар. наук. конф. (м. Львів, 22-25 трав. 2018 р.): у 3 т. Львів: ІППММ, 2018. Т. 2. С. 33-35.
- Калоєров С. А., Авдюшина Е. В., Мироненко А. Б. Концентрация напряжений в многосвязных изотропных пластинках. Донецк: Донецк. нац. ун-т, 2013. 440 с.
- Калоєров С. А., Авдюшина Е. В. Напряженное состояние горного массива с выработками вблизи загруженной дневной поверхности. *Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія гірничо-електромеханічна*. 2004. Вип. 83. С. 129-134.
- Калоєров С. А., Авдюшина Е. В. Напряженное состояние горного массива с выработкой вблизи дневной поверхности. *Деформация и разрушение материалов с деформации и динамические явления в горных породах и выработках*: сб. науч. тр. X Междунар. науч. школы, г. Алушта, 18-24 сент. 2000 г. Симферополь, 2000. С. 60-62.
- Калоєров С. А., Вакуленко С. В. Решение циклической задачи для пластинки с отверстиями и трещинами и ее приложение в горном деле. *Вісник Донецького університету. Серія А: Природничі науки*. 2004. № 1. С. 37-42.
- Калоєров С. А. Приближенный метод исследования напряженного состояния изотропной полуплоскости и полосы с отверстиями и трещинами. *Теоретическая и прикладная механика*. 2004. Вып. 39. С. 83-93.
- Калоєров С. А. Решение основных задач теории упругости для полуплоскости с отверстиями и трещинами. *Теоретическая и прикладная механика*. 1998. Вып. 28. С. 157-171.
- Кравець В. Напружено-деформований стан площини з періодичною системою отворів з крайовими трщиною або смугами пластичності. *Сучасні проблеми механіки і математики*: матеріали Міжнар. наук. конф. (м. Львів, 22-25 трав. 2018 р.): у 3 т. Львів: ІППММ, 2018. Т. 2. С. 44-47.
- Мухелишвили Н. И. Некоторые основные задачи математической теории упругости. Москва: Наука, 1966. 707 с.
- Онишко Л. Й., Варивода Ю. Ю., Пономаренко О. М. Дослідження динамічної концентрації напружень на краю колового отвору за дії на нього неосесиметричного навантаження. *Науковий вісник ЛНУВМБТ ім. С. З. Гжицького*. 2011. 13, № 4 (50), ч. 4. С. 106-114.
- Проценко В., Українець Н. Аналіз напружено-деформованого стану півпростору з нескінченною циліндричною порожниною. *Сучасні проблеми механіки і математики*: матеріали Міжнар. наук. конф. (м. Львів, 22-25 трав. 2018 р.): у 3 т. Львів: ІППММ, 2018. Т. 2. С. 85-87.
- Савин Г. Н. Распределение напряжений около отверстий. Киев: Наук. думка, 1968. 887 с.
- Слободян М., Цуркан М. Розтяг пластини з круговим отвором та двома радіальними трщиною з урахуванням пластичних зон поблизу їх вершин. *Сучасні проблеми механіки і математики*: матеріали Міжнар. наук. конф. (м. Львів, 22-25 трав. 2018 р.): у 3 т. Львів: ІППММ, 2018. Т. 2. С. 96-98.
- Современные проблемы проблемы концентрации напряжений: тр. Междунар. науч. конф., посвящ. 75-летию академика НАН Украины А. С. Космодамианского (г. Донецк, 21-25 июня 1998 г.). Донецк, 1998. 287 с.
- Соляр Т., Максимович О. Регуляризация формулы обращения перетворения Лапласа стосовно вивчення концентрації динамічних напружень у пластинах з отворами. *Сучасні проблеми механіки і математики*: матеріали Міжнар. наук. конф. (м. Львів, 22-25 трав. 2018 р.): у 3 т. Львів: ІППММ, 2018. Т. 2. С. 161-163.
- Сучасні проблеми механіки і математики: праці Міжнар. наук. конф., присвяч. 90-річчю від дня народження академіка НАН України Я. С. Підстригача (м. Львів, 22-25 трав. 2018 р.): у 3 т. Львів: ІППММ, 2018.
- Уфлянд Я. С. Интегральные преобразования в задачах теории упругости. Ленинград: Наука, 1968. 402 с.
- Шопа Т. Дослідження динамічної поведінки ортотропних пластин з отворами та включеннями. *Сучасні проблеми механіки і математики*: матеріали Міжнар. наук. конф. (м. Львів, 22-25 трав. 2018 р.): в 3 т. Львів: ІППММ, 2018. Т. 2. С. 168-169.

Стаття надійшла 15.07.2022

Розділ 7

МОДЕЛЮВАННЯ МАШИН, ПРОЦЕСІВ І СИСТЕМ В АГРОІНЖЕНЕРІЇ

УДК 624.078

ВИГОТОВЛЕННЯ І МАТЕМАТИЧНІ МОДЕЛІ АПАРАТІВ ВИСОКОГО ТИСКУ, ПІДСИЛЕНИХ ОБМОТУВАННЯМ СКЛОПЛАСТИКОМ

*Павло Федірко, к. т. н., Владлен Девін, к. т. н., Василь Ткачук, к. т. н.,
Василь Бурдега, к. т. н.*

Подільський державний університет,

вул. Шевченка, 13, м. Кам'янець-Подільський, Хмельницька обл., Україна,

e-mail: polfedirko@gmail.com, dvvkr.123@gmail.com, twskmg@gmail.com,

burdega_vasil@ukr.net

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2022.26.159>

Федірко П., Девін В., Ткачук В., Бурдега В. Виготовлення і математичні моделі апаратів високого тиску, підсиленних обмотуванням склопластиком

Апарати високого тиску широко використовують у галузі переробки сільськогосподарської продукції, харчових виробництв, у різних галузях промисловості. Від досконалості їхньої конструкції залежать надійність роботи апаратів, безпека обслуговуючого персоналу, продуктивність і в кінцевому підсумку собівартість продукції. Особливістю проектування апаратів є те, що їх розрахунок регламентується численними нормативними документами: державними і галузевими стандартами, нормами тощо.

У результаті моделювання й розрахунку проаналізовані апарати високого тиску у вигляді циліндра, обмотаного склопластиком, визначені еквівалентні напруження і натяги. Визначено вагові співвідношення. Апарати в такому виконанні є міцними і найменш металомісткими, що суттєво зменшує вагу.

Результатом представленої роботи є висновок про те, що спроектувати апарат високого тиску на основі багатошарової конструкції з використанням обмотування циліндра склопластиком є більш доцільним. Використання представлених теоретичних викладок дозволить дотриматися всіх вимог чинних нормативних документів, зменшити металомісткість устаткування, збільшити надійність його роботи, знизити собівартість і, зрештою, підвищити якість продукції, яка виробляється. При цьому основою розрахунків є правильний вибір і складання розрахункових схем, опрацювання різних типів конструкцій та алгоритмів. Основними методиками розрахунку апаратів високого тиску є використання загального рівняння масообміну із застосуванням формули Ламе та визначенням еквівалентних напружень в елементах апарата високого тиску.

Подальше застосування теоретичних розрахунків на стадії проектування дасть змогу розробникам знайти оптимальні геометричні форми й розміри вузлів конструкції, виходячи з навантажень, які реально діють у процесі експлуатації установки, що не завжди можливо зробити з використанням аналітичних залежностей.

Ключові слова: апарат високого тиску, багатошарові конструкції, циліндричні обичайки, масообмін, формула Ламе.

Fedirko P., Devin V., Tkachuk V., Burdeha V. Manufacturing and mathematical models of high-pressure apparatus reinforced with fiberglass winding

High-pressure equipment is widely used in the field of agricultural processing, food production, in various industries. The improvement of their design depends on the device reliability, safety of service personnel, productivity and ultimately the cost of production. A feature of the devices design is that their calculation is governed by numerous regulatory documents – state and industry standards, norms etc.

As a result of modeling and calculation, high-pressure devices in the form of a cylinder wrapped in fiberglass are analyzed, equivalent stresses and tensions are defined. Weight ratios are determined. Devices in three-layer design are strong and the least metal-intensive, which significantly reduces weight.

The result of the presented work provides the conclusion that it is more expedient to design a high-pressure apparatus on the basis of a multilayer construction using a fiberglass cylinder winding. The use of the described theoretical calculations will make it possible to fulfill all requirements imposed by the current regulatory documents, reduce the metal consumption of equipment, increase reliability of its operation and reduce the cost, and, finally, improve the quality of the products. The basis of calculations is the correct choice and compilation of calculation schemes, processing of different types of structures and algorithms. The main methods of calculating high-pressure apparatus are the use of the general equation of mass transfer using the Lamé formula and the determination of equivalent stresses in the elements of the high-pressure apparatus.

Further application of theoretical calculations at the design stage will allow developers to find the optimal geometric shapes and sizes of structural units, based on the loads actually acting during the installation operation, which is not always possible using analytical dependencies.

Key words: high-pressure apparatus, multilayer structures, cylindrical shells, mass transfer, Lamé's formula.

Постановка проблеми. Апарати високого тиску широко використовують у галузі переробки сільськогосподарської продукції, харчових виробництв, у різних галузях промисловості. Від досконалості їхньої конструкції залежать надійність роботи апаратів, безпека обслуговуючого персоналу, продуктивність і в кінцевому підсумку собівартість продукції. Процес конструювання апаратів високого тиску неможливий без складання математичних моделей, застосування складного математичного апарату і сучасного комп'ютерного забезпечення.

Особливістю проектування апаратів високого тиску є те, що їх розрахунок регламентується численними нормативними документами: державними, галузевими стандартами, нормами, технічними умовами тощо. Тому для моделювання й розрахунку апаратів високого тиску нами було проаналізовано і наглядно доведено, що використання багатопарових циліндрів є доцільним.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Конструкції посудин та апаратів високого тиску визначаються вимогами хіміко-технологічного процесу, експлуатаційними параметрами й характеристиками (тиск, температура, властивості робочого середовища, режим роботи), продуктивністю та оснащеністю технологічним устаткуванням заводів-виробників, умовами транспортування і монтажу. Конструкції посудин високого тиску повинні відповідати вимогам нормативного документа НПАОП 0.00-1.07-94 [6]. Розрахунок на міцність посудини або апарата зводиться до перевірки виконання умов міцності, а в низці випадків і стійкості його окремих елементів, таких як обичайки, кришки, днища тощо. Розрахунок циліндричних і конічних обичайок, випуклих і плоских днищ та кришок регламентує стандарт, загальні технічні вимоги – ГОСТ Р 52630-2012 [4].

Для розрахунку будь-якого елемента обладнання, крім його геометричних розмірів, необхідно задати такі вихідні дані: марку сталі, розрахункову температуру, розрахунковий внутрішній надлишковий або зовнішній тиск, коефіцієнт запасу міцності зварних швів, модуль поздовжньої пружності (під час розрахунку елементів устаткування на стійкість). Розрахунок проводять для робочих умов і умов гідралічних випробувань (розрахункову температуру приймають у цьому разі рівною

60 °С) [5]. Марку сталі вибирають залежно від корозійних властивостей робочого середовища з умови, що швидкість корозії не повинна перевищувати 0,1 мм/рік. Розрахункову температуру використовують для визначення фізико-механічних характеристик матеріалу й допустимих напружень, а також під час розрахунку на міцність з урахуванням температурних впливів [7]. При цьому основою розрахунків є правильний вибір і складання розрахункових схем, опрацювання різних типів конструкцій та алгоритмів. Основними методиками розрахунку апаратів високого тиску є використання загального рівняння масообміну із застосуванням формули Ламе та визначенням еквівалентних напружень в елементах апарата високого тиску.

Постановка завдання. Наше завдання полягає у вдосконаленні методики проектування апаратів високого тиску за рахунок використання багатопарових оболонок.

Виклад основного матеріалу. Алгоритм розрахунку апарата високого тиску на міцність покажемо на прикладі реактора для надкритичної CO₂ екстракції.

Для екстракції з насіння рослин використовують як екстрагент вуглекислий газ під великим тиском. Кінетика екстракції описується загальним рівнянням масообміну:

$$\mu = k \cdot \Delta c \cdot F \cdot \tau, \quad (1)$$

де μ – кількість екстрагованої речовини; k – коефіцієнт масопередачі; Δc – середня різниця концентрацій екстрагованої речовини у твердій і рідкій фазах, яка залежить від тиску, температури, різниці потенціалів тощо; F – площа міжфазної поверхні, для збільшення якої подрібнюють екстрагент; τ – тривалість процесу.

Корпуси посудин реакторів виготовляють із нержавіючої сталі у вигляді циліндричних, конічних або сферичних оболонок. Найпростішим способом є виготовлення з монолітного циліндра. Але внутрішній тиск у такому циліндрі не може перевищувати допустимих значень, які знаходять з виразу [6]: $P_{\max} \leq \frac{\sigma_T}{\sqrt{3}}$, $[\sigma] = \frac{\sigma_T}{1,5} = 131 \text{ МПа}$, для циліндра зі сталі 12X18H10T, в якій $\sigma_T = 196 \text{ МПа}$ і зовнішній діаметр прямує до безмежності,

$P_{\max} = \frac{196}{\sqrt{3}} = 113 \text{ МПа}$. Для циліндричної посудини з розмірами зовнішнього діаметра 209 мм та внутрішнього 190 мм і довжиною 1000 мм значення максимального тиску знаходять за формулою згідно з енергетичною теорією [2; 4]:

$$P_{\max} = \frac{[\sigma] \cdot (1 - k^2)}{\sqrt{3}} = \frac{131 \cdot (1 - 0,909)}{\sqrt{3}} = 13 \text{ МПа},$$

$$\text{де } k = \frac{r_{\text{зовн}}}{r_{\text{внутр}}} = \frac{10,45}{9,5} = 0,909.$$

Для екстракції олії з насіння амаранту технологічний процес потребує тиску до 50 МПа, і тому циліндр потрібно підсилювати. Для підвищення значення технологічного тиску в циліндрі використовують такі методи: 1) на монолітний циліндр із натягом напресовують один чи два циліндри [8; 9]; 2) на поверхню циліндра встановлюють пружні кільця [11]; 3) поверхню циліндра обмотують металічною рулоною стрічкою [1; 3]; 4) циліндр обмотують «сухим» або «мокрим» способом скляними, вуглецевими тощо волокнами або стрічками [3; 7].

Розглянемо підвищення несучої здатності оболонки циліндричної посудини з розмірами зовнішнього діаметра 209 мм та внутрішнього 190 мм і довжиною 1000 мм, обмоткою нитками, джгутами або тканинами, просоченими смолами «сухим» або «мокрим» способом. Характеристики волокон і матеріалів наведені в таблиці [2; 3].

Як математичну модель приймають циліндричну оболонку, закриту з обох боків кришками під дією внутрішнього тиску $P = 50 \text{ МПа}$. Вихідні дані приймаємо такі ж, як у праці [10]. Напруже-

но-деформований стан визначаємо сумою напружень за безмоментною теорією і напружень від розподілених по краях радіальних сил Q_0 та зникаючих моментів M_0 .

Величини внутрішніх сил за безмоментною теорією записуються [1; 3] в такому вигляді:

$$N_x = \frac{a_{16} \cdot a_{26} - a_{22} \cdot a_{66}}{a_{21} \cdot a_{66} - a_{16}^2} \cdot r_1 \cdot P = \frac{(-0,541 \cdot 10^{-4})(-0,758 \cdot 10^{-4}) - (2,575 \cdot 10^{-4}) \cdot (1,531 \cdot 10^{-4})}{(-0,006 \cdot 10^{-4}) \cdot (0,575 \cdot 10^{-4}) - (-0,541 \cdot 10^{-4})^2} \cdot P \cdot r_1 = 11,5 \cdot P \cdot r_1$$

$$N_\phi = P \cdot r_1 \quad (3)$$

$$N_{xp} = \frac{a_{12} \cdot a_{16} - a_{11} \cdot a_{26}}{a_{11} \cdot a_{66} - a_{16}^2} \cdot r_1 \cdot P = \frac{(-0,006 \cdot 10^{-4})(-0,541 \cdot 10^{-4}) - (-0,758 \cdot 10^{-4}) \cdot (0,781 \cdot 10^{-4})}{(-0,781 \cdot 10^{-4}) \cdot (2,575 \cdot 10^{-4}) - (-0,541 \cdot 10^{-4})^2} \cdot P \cdot r_1 = 0,353 \cdot P \cdot r_1$$

де r_1 – внутрішній радіус оболонки.

Нехай оболонка виготовлена з ортотропного матеріалу з такими пружними характеристиками:

$$E_1 = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}, \quad E_2 = 0,5 \cdot 10^5 \text{ МПа},$$

$$\nu_1 = 0,2, \quad \nu_2 = 0,05, \quad G = 0,455 \cdot 10^4 \text{ МПа},$$

$$a_{11} = 0,781 \cdot 10^{-4} \text{ 1/МПа}, \quad a_{22} = 1,531 \cdot 10^{-4} \text{ 1/МПа},$$

$$a_{12} = -0,006 \cdot 10^{-4} \text{ 1/МПа}, \quad a_{66} = 2,575 \cdot 10^{-4} \text{ 1/МПа},$$

$$a_{16} = -0,541 \cdot 10^{-4} \text{ 1/МПа}, \quad a_{26} = -0,758 \cdot 10^{-4} \text{ 1/МПа}.$$

Значення напружень за безмоментною теорією будуть:

$$\sigma_{11} = \frac{N_x}{h} = 11,5 \frac{P \cdot r_1}{h}, \quad \sigma_{22} = \frac{P \cdot r_1}{h}, \quad \sigma_{12} = 0,353 \frac{P \cdot r_1}{h} \quad (5)$$

де r_1 – внутрішній радіус оболонки, h – товщина оболонки.

Таблиця. Характеристики волокон і матеріалів
Table. Characteristics of fibers and materials

Матеріал	$\gamma \cdot 10^{-4}, \text{ Н/м}^3$	$\sigma_\epsilon^+, \text{ МПа}$	$\sigma_\epsilon^+ / \gamma, \text{ кН}$	$E \cdot 10^{-5}, \text{ МПа}$	$E / \gamma, \text{ кН}$
Волокна					
Скляні ВМП	2,6	480	146	0,095	36,5
Карбонові	1,7	300	167	0,030	175
Матеріали					
СВАМ	1,9	350	22	0,35	18,4
Склотекстоліт	1,85	370	20	0,21	11,3
Вуглепластик КМУ-1У	1,5	1000	67	18	120
Сталь 30ХГСА	7,85	287	72	2,0	27

Оскільки оболонка з обох боків закрита кришками, то вона навантажується по краях рівномірно розподіленими радіальними силами Q_0 і згинальними моментами M_0 . Напружено-деформований стан оболонки за моментною теорією [1] описується рівнянням

$$\frac{d^4 w}{dx^4} + 4k^4 w = \frac{P}{D_1}, \quad (6)$$

де D_1 – циліндрична жорсткість в осьовому напрямі:

$$D_1 = \frac{E^1 h^3}{12(1-\nu_1\nu_2)}, \quad k = \sqrt[4]{\frac{E_1}{E_2} \cdot \frac{3(1-\nu_1\nu_2)}{r^2 h^2}}.$$

Загальний розв'язок рівняння записується так:

$$W = -\frac{\rho r^2}{E_1 h} + e^{-kx} (C_1 \cos kx + C_2 \sin kx) + e^{kx} (C_3 \cos kx + C_4 \sin kx) \quad (7)$$

Оскільки довжина оболонки на порядок більша від радіуса, то у виразі (7) сталі $C_3 = C_4 = 0$ і розв'язок набуде вигляду:

$$W = -\frac{\rho r^2}{E_1 h} + e^{-kx} (C_1 \cos kx + C_2 \sin kx). \quad (8)$$

Запишемо граничні умови на краю при $x = 0$, $M = M_0$, $Q = Q_0$:

$$\left(\frac{d^2 w}{dx^2} \right)_{x=0} = 2k^2 e^{-kx} (-C_1 \cos kx + C_2 \sin kx)_{x=0} = \frac{M_0}{D_1},$$

$$\left(\frac{d^3 w}{dx^3} \right)_{x=0} = 2k^3 e^{-kx} [(C_2 + C_1) \cos kx + (C_2 - C_1) \sin kx]_{x=0} = \frac{Q_0}{D_1}$$

або $-C_2 k_2 = \frac{M_0}{D_1}$, $(C_2 + C_1) 2k^3 = \frac{Q_0}{D_1}$, звідки

$$C_2 = -\frac{M_0}{2k^2 D_1}, \quad C_1 = \frac{M_0}{2k^2 D_1} + \frac{Q_0}{2k^3 D_1} \quad (9)$$

Тепер загальний розв'язок запишеться в такому вигляді:

$$W = -\frac{\rho r^2}{Eh} + \frac{M_0}{2k^2 D_1} e^{-kx} (\cos kx - \sin kx) + \frac{\rho_0}{2k^3 D_1} e^{-kx} \cos kx \quad (10)$$

Користуючись функціями Крилова, прогин і похідні записуються так:

$$W = -\frac{\rho r^2}{Eh} + \frac{M_0}{2k^2 D_1} \psi(kx) + \frac{\rho_0}{2k^3 D_1} \eta(kx); \quad (11)$$

$$\frac{dw}{dx} = \frac{M_0}{2kD_1} \eta(kx) + \frac{\rho_0}{2k^2 D_1} \varphi(kx); \quad (12)$$

$$\frac{d^2 w}{dx^2} = \frac{M_{11}}{D_1} = \frac{M_0}{D_1} \varphi(kx) + \frac{\rho_0}{2kD_1} \zeta(kx); \quad (13)$$

$$\frac{d^3 w}{dx^3} = \frac{Q_{12}}{D_1} = -2k \frac{M_0}{D_1} \zeta(kx) + \frac{\rho_0}{D_1} \psi(kx). \quad (14)$$

Найбільше значення напружень ϵ в защемленні при $x = 0$:

$$\sigma_{11} = \frac{6M_{11}}{k^2} = \frac{M_0}{D_1} \varphi(0) + \frac{\rho_0}{2kD_1} \zeta(0) \quad (15)$$

Повні напруження знаходяться сумою:

$$\sigma_x^n = \sigma_{M_0} (\cos k + \sin k) e^{-k} + \frac{N_x}{h} - \frac{\rho r_1}{2h}; \quad (16)$$

$$\sigma_\varphi^n = \frac{N_\varphi}{h} -$$

$$-v \left[\sigma_{M_0} (\cos k + \sin k) e^{-r} - 1,92 \sigma_k \sin ke^{-k} \right] \quad (17)$$

Обмотка циліндра проводиться таким чином, щоб отримати оболонку оптимальної конструкції, що проектується так, щоб розрахункове навантаження приводило до безмоментного стану. Оптимальні оболонки отримують в основному двома способами. За першим способом армуючі нитки утворюють сітку у вигляді паралелограма. Такі оболонки використовують, коли навантаження мало змінюється.

За другим способом оптимальні оболонки отримують намоткою шарів з різними кутами. Для визначення оптимального кута намотки, при якому циліндрична оболонка буде рівномірною, використовують критерій максимального паралельного напруження:

$$N_\theta \leq n h_i \sigma_b(\theta), \quad (18)$$

де $N_\theta = N_{11} \sin^2 \theta + N_{23} \cos^2 \theta$, N_{11} – осьове зусилля, N_{23} – кільцеве зусилля, θ – кут між кільцевим напруженням і ниткою, n – число шарів, h_i – товщина одного шару.

Нехай крок ниток у шарі t , загальне їх число n , то зусилля в перерізах оболонки становитимуть:

$$N_{11} = \frac{N \cdot n}{t} \cos^2 \alpha, \quad N_{22} = \frac{N \cdot n}{t} \sin^2 \alpha, \quad (19)$$

де N – зусилля в нитці. Рівняння рівноваги оболонки в поздовжньому і поперечному перерізах:

$$N_1 = \frac{\rho r_1}{2}, \quad N_2 = \rho r_1 \quad (20)$$

Прирівнюючи рівності (19) і (20), отримуємо:

$$\operatorname{tg}^2 \alpha = 2, \quad \frac{n}{l} = \frac{2 \rho r_1}{3 N} \quad (21)$$

Тобто при спіральній намотці кут намотки $\alpha = \arctg 2 = 54^\circ 41'$.

Визначимо товщину обмотки зі склотекстоліту з такими характеристиками [3]:

$$\sigma_{b1}^+ = 550 \text{ МПа}, \quad \sigma_{b1}^- = 270 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{b2}^+ = 305 \text{ МПа}, \quad \sigma_{b2}^- = 240 \text{ МПа},$$

$$\tau_{b(45^\circ)}^+ = 300 \text{ МПа}, \quad \tau_{b(45^\circ)}^- = 230 \text{ МПа}$$

(знак «+» при розтягуванні, «-» при стисканні).

$$\delta = \frac{1}{2} \rho_1 r_1 \left[2\Pi_{11}^0 + \Pi_{22}^0 + \sqrt{4\Pi_{1111}^0 + 4\Pi_{1122}^0 + \Pi_{2222}^0} \right], \quad (22)$$

де Π_{ij} – міцність при різних напружених сталях.

$$\Pi_{11}^0 = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{\sigma_{b1}^+} - \frac{1}{\sigma_{b1}^-} \right) = 0,96 \cdot 10^{-3} \text{ 1/МПа};$$

$$\Pi_{22}^0 = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{\sigma_{b2}^+} - \frac{1}{\sigma_{b2}^-} \right) = 0,435 \cdot 10^{-3} \text{ 1/МПа};$$

$$\Pi_{1111}^0 = \frac{1}{4} \left(\frac{1}{\sigma_{b1}^+} + \frac{1}{\sigma_{b1}^-} \right) = 7,63 \cdot 10^{-3} \text{ 1/МПа};$$

$$\Pi_{2222}^0 = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{\sigma_{b1}^+} + \frac{1}{\sigma_{b1}^-} \right) = 13,75 \cdot 10^{-3} \text{ 1/МПа};$$

$$\Pi_{1122}^0 = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{\tau_{b1}^+} + \frac{1}{\tau_{b1}^-} \right) = 3,3 \cdot 10^{-3} \text{ 1/МПа}.$$

Тепер з формули (22) при $r = 12$ см

$$\delta = \frac{10^{-3}}{2} 50 \cdot 12 \cdot 10^{-2} \left(-2 \cdot 0,96 - 0,435 + \right.$$

$$\left. + \sqrt{4 \cdot 7,63 + 4 \cdot 3,3 + 13,5} \right) = 1,4 \text{ см},$$

$$\delta = 14 \text{ мм}, \quad \gamma = 1,85 \cdot 10^{-4}, \text{ Н/м}^3.$$

І отримуємо вагу посудини:

$$G = \pi(10,45^2 - 9,5^2)100 \cdot 7,8 + \pi(11,85^2 - 10,45^2)100 \cdot 1,85 = 46,4 + 18,2 = 64,6 \text{ кг}.$$

Виготовлення циліндрів завдовжки 1000 мм з високою точністю є складною технологічною проблемою і потребує спеціального обладнання, але за теперішніх технологій це можливо. Розрахунки доцільніше виконувати з використанням

сучасних методик і програмних комплексів типу ПАССАТ тощо [9].

Висновки. У процесі роботи були проаналізовані апарати високого тиску у вигляді циліндра, обмотаного склопластиком. Визначено вагові співвідношення. Апарати в такому виконанні є міцними і найменш металомісткими, що суттєво зменшує вагу. Застосування на стадії проектування більш економного, обмотаного склопластиком циліндра дасть змогу побудувати економний, неметаломісткий апарат високого тиску й дотриматися всіх вимог чинних нормативних документів, зменшити металомісткість устаткування, збільшити надійність його роботи і знизити собівартість, підвищити якість продукції, яка випускається.

Бібліографічний список

1. Бажанов В. Л. Пластинки и оболочки из стеклопластиков. Москва: Машиностроение, 1970. 407 с.
2. Биргер И. А., Пановко Я. Г. Прочность. Устойчивость. Колебания. Москва: Машиностроение, 1968. Т. 2. 464 с.
3. Волокнистые и дисперсно-упрочненные композиционные материалы / под ред. Н. В. Агеева. Москва: Наука, 1976. 214 с.
4. ГОСТ Р52630-2012. Сосуды и аппараты стальные сварные. Общие технические условия. Москва: Стандартиформ, 2013. URL: <https://pdfcoffee.com/gost-r-52630-2012pdf-pdf-free.html> (дата обращения: 30.04.2021).
5. Конструювання і розрахунок посудин та апаратів високого тиску / В. В. Іванченко, І. М. Генкіна, Г. В. Тараненко, Ю. М. Шгонда. Луганськ: Вид-во Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля, 2010. 260 с.
6. НПАОП 0.00-1.59-87. Правила будови та безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском. Київ: Держнаглядохоронпраці, 1998. 79 с.
7. Пономарев С. Д. Расчеты на прочность в машиностроении. Москва: Машиностроение, 1988. Т. 2. 974 с.
8. Тимошенко С. П., Войновский-Кригар С. И. Пластины и оболочки. Москва: Машиностроение, 1986. 635 с.
9. Федірко П., Девін В., Ткачук В., Бурдега В. Технологія виготовлення і математичні моделі апаратів високого тиску. *Вісник Львівського національного аграрного університету. Агроінженерні дослідження*. 2021. № 25. С. 143-147.
10. Федірко П. П., Девін В. В., Ткачук В. С. Моделювання і розрахунок реактора високого тиску в програмному комплексі ПАССАТ. *Подільський вісник: сільське господарство, техніка, економіка*. 2017. Вип. 6. С. 72-78.
11. Хисматуллин Е. Р., Королев Е. М., Лифшиц В. И. Сосуды и трубопроводы высокого давления: справочник. Москва: Машиностроение, 1990. 384 с.

Стаття надійшла 29.09.2022

ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РУХУ ПОЛЕМ ПОВНОПРИВІДНОЇ КОЛІСНОЇ ТЕХНІКИ У ПРОГРАМНОМУ СЕРЕДОВИЩІ MATLAB SIMULINK

Георгій Худавердян¹, аспірант, Віталій Хома², аспірант, Любомир Крайник³, д. т. н.

Львівський національний університет природокористування,

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

¹e-mail: georgiu.kh@gmail.com; ²e-mail: homa.v@hotmail.com; ³e-mail: l.krainyk@gmail.com

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2022.26.164>

Худавердян Г., Хома В., Крайник Л. Імітаційне моделювання руху полем повнопривідної колісної техніки у програмному середовищі MATLAB Simulink

Представлена опрацьована імітаційна модель руху універсальних колісних транспортних засобів типу Mercedes-Benz Unimog, що поєднує в собі як функції невеликого колісного трактора, так і повнопривідної вантажівки для руху, зокрема й бездоріжжям, у програмному середовищі MATLAB Simulink на технологічних операціях (обробіток ґрунту) та в транспортному режимі. Математичний опис взаємодії коліс та навісного обладнання з поверхнею ґрунту, що деформується, ґрунтується на так званій WES-методиці армії США, що є загальноприйнятою і за межами НАТО та суттєво відрізняється від методології, прийнятої в колишньому СРСР. Оцінка фізико-механічних властивостей опорної поверхні на базі так званого конусного індексу CI, який визначається стандартизованим вимірюванням опору деформацій конусоподібним пенетрометром, дозволить більш адекватно змоделювати процеси взаємодії колеса з пневматичною шиною з поверхнею, що деформується, та, відповідно, більш адекватно здійснити як оцінку адекватності конкретних конструкцій машин, так і нових моделей машин під час проєктних робіт. У процесі проєктних робіт щодо малотоннажної повнопривідної універсальної колісної машини, що дає змогу виконувати як технологічні операції обробітку ґрунту (аграрна та комунальна сфери), так і забезпечувати транспортування вантажів, зокрема й в умовах бездоріжжя, визначальним є формування необхідного діапазону передатних чисел трансмісії, зокрема необхідних значень знижувальних передач роздавальної коробки як для транспортного, так і технологічного режимів роботи. Наша праця присвячена формуванню відповідної імітаційної моделі руху.

Ключові слова: імітаційна модель, колісна машина, бездоріжжя, технологічні операції, динаміка руху.

Khudaverdian H., Khoma V., Krainyk L. Simulation modeling of field movement of four-wheel drive vehicles in the MATLAB Simulink software environment

The work presents the developed simulation model of the movement of universal wheeled vehicles of the Mercedes-Benz Unimog type, which combines both the functions of a small wheeled tractor and a four-wheel drive truck for movement, including off-road, in the MATLAB Simulink software environment for technological operations (tillage) and in transport mode. Machines of this type were widely used in the post-war Europe and are relevant for Ukraine as well. The mathematical description of the interaction of wheels and attached equipment with the deformable soil surface is based on the so-called WES methodology of the US Army, which is generally accepted and outside NATO and is significantly different from the methodology adopted in the former USSR. Assessment of the physical and mechanical properties of the bearing surface on the basis of the so-called CI cone index, which is determined by standardized measurement of resistance to deformations with a cone-shaped penetrometer, will allow to more adequately model the processes of interaction of a wheel with a pneumatic tire with a deforming surface and, accordingly, more adequately implement as assessment of the adequacy of specific machine designs, as well as during design work of new machine models. In the process of design work on a low-tonnage four-wheel drive universal wheeled machine, which allows to perform both technological operations of soil cultivation (agricultural and communal spheres), and to ensure the transportation of goods, including in off-road conditions, the formation of the necessary range of gear ratios of the transmission, in particular the required values downshifts of the transfer box for both transport and technological modes of operation. This work is actually devoted to the formation of a corresponding simulation model of movement.

Key words: simulation model, wheeled vehicle, off-road, technological operations, traffic dynamics.

Постановка проблеми. Імітаційне моделювання та математичний опис динаміки руху автомобіля/трактора бездоріжжям, зокрема й обробітку сільськогосподарських земель, є основою не тільки оцінки ефективності тих чи інших констру-

кцій, а й вибору-розрахунку необхідних базових конструктивних параметрів і характеристик відповідних колісних машин у процесі проєктування.

Слід констатувати фактично два різні методологічні підходи щодо моделювання-оцінки вза-

емодії колеса з опорною поверхнею, що деформується, – підхід так званої східної школи колишнього СРСР та пострадянських держав, що базується на класичній механіці ґрунтів для будівництва (модуль Юнга – модуль деформації тощо), і підхід так званої західної школи, в основу якого покладено більш наближену методику до реалій руху колеса.

В основу WES-методики покладено більш наближену до реалій взаємодії ведучого колеса з ґрунтовою/піщаною поверхнею оцінку фізико-механічних характеристик ґрунтової/піщаної поверхні на базі так званого конусного індексу CI (Cone Index), що одночасно враховує як опір деформації у вертикальному (навантаження на колесо), так і горизонтальному (зсув, переміщення колеса) напрямках [3; 10; 11 та ін.]. Отримані емпірично значення CI для різних типів і станів вологості ґрунту є основою для визначення опору руху колеса (у тому числі глибини колії і ступеня ущільнення ґрунту в колії). Ефект ущільнення ґрунту та відповідно покращання зчїпних властивостей і зменшення опору рухові – продавлювання шинами опорної поверхні – зумовив домінування однорозмірності ширини колії і одинарних шин для наступних за передньою віссю осей, насамперед військової автотехніки, що покращує як прохідність, так і мобільність (швидкісні режими руху) колісних машин бездоріжжям.

З появою у післявоєнній Німеччині універсальних колісних повнопривідних машин типу Унімог (Unimog) (рис. 1) [8; 9], що поєднують у собі як функції автомобіля, так і трактора (Автотрак), цей тип машин набув популярності і в інших країнах (Італії, Греції, КНР, РФ та ін.) та є актуальним і для України, тим паче, враховуючи ще наявний промисловий потенціал і дороговизну імпорту з ЄС, особливо для невеликих фермерських господарств. Зі зміщенням існуючого типажу Унімог у середньотоннажну сферу (7–12 т повної маси), під комунальну, лісогосподарську та військову сфери використання, для невеликих фермерських господарств, зрештою і для комунальних служб невеликих ОТГ, які потреби в автотехніці та тракторах забезпечують лише за рахунок імпорту (з КНР, здебільшого вживаних з ЄС, донедавна і з РФ – ГАЗ «Газель», «УАЗ») [7], в Україні актуальним є саме малотоннажний клас (категорії N1/T повною масою до 3,5 т).

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідження руху колісних машин бездоріжжям методом імітаційного комп'ютерного моделювання в програмному середовищі MATLAB Simulink

є найбільш актуальними на сучасному етапі розвитку террамеханіки. Однак здебільшого вони зорієнтовані на оцінку мобільності руху військової автотехніки різними типами бездоріжжя [2; 3; 10; 11] та практично відсутні в аспекті технологій обробітку сільськогосподарських земель (оранка, культивуація тощо), а також руху бездоріжжям (полем) з причепом. Фактично як в аграрній, так і в комунальній сфері (на відміну від військової) домінантні режими роботи технологічних колісних машин-тракторів регламентуються певними агротехнологічними значеннями швидкостей, а не умовою максимізації швидкості руху, як для військової автотехніки. Звична наявність основного обладнання для обробітку ґрунту – плуг, борона тощо – не тільки суттєво збільшує сумарний опір рухові, а й здійснює динамічний перерозподіл навантажень на осі машини, що теж суттєво впливає на динаміку руху. Більш спрощеним варіантом у цьому разі є рух бездоріжжям колісної машини з причепом – у процесі проєктних робіт актуальною є оцінка допустимої маси причепа у співвідношенні до повної маси тягача – колісної машини (КМ) за умови забезпечення певних технологічних швидкостей руху (у тому числі супроводу іншої аграрної техніки), чи оцінка зменшення мобільності руху військової автотехніки. Очевидно, що загальноприйняті канони співвідношення мас тягача і причепа для доріг з асфальтобетонним покриттям у цьому разі теж є не безумовними.

Постановка завдання. Мета дослідження – опрацювання в програмному середовищі MATLAB Simulink імітаційної моделі руху полем повнопривідної колісної техніки, у тому числі з причіпним/навісним обладнанням. Вказана модель визначає максимальну швидкість руху повнопривідних автомобілів за умови руху бездоріжжям на двох основних типах зв'язних ґрунтів з відомими фізико-механічними характеристиками [4] за методикою WES [3]. Окрім цього, завданням моделювання є дослідження мобільності руху універсальної КМ з умов оцінки сумарного опору рухові в процесі обробітку ґрунту/транспортування причепа, що є умовою визначення й оцінки ефективності передатних чисел знижувальних передач роздавальної коробки КМ.

Виклад основного матеріалу. Опрацьована раніше структура алгоритму імітаційного моделювання руху автомобілів бездоріжжям у програмному середовищі MATLAB Simulink [2] зумовлює необхідність відповідних суттєвих змін і розвитку під вищевикладені завдання. Практичну основу

формування структури алгоритму імітаційного моделювання під вищезазначені завдання становлять:

- введення додаткових навантажень на зчпний пристрій у вертикальній F_z (рис. 1) та горизонтальній F_x площинах від дії причепа/навісного обладнання обробітку ґрунту;
- врахування ефекту ущільнення опорної поверхні/ґрунту при проходженні колії передньої

осі наступними осями (задньою віссю КМ та віссю причепа, колеса навісного обладнання, у разі його наявності), яка здебільшого не збігається з колією тягача, і опір його рухові розраховується за схемою прокладення колії, як для першої осі КМ;

- формування опору рухові ґрунтообробного обладнання здійснюється на базі відомих положень теорії зрізу ґрунту плугом, як найбільш енергозатратним видом обробітку ґрунту [1; 5].

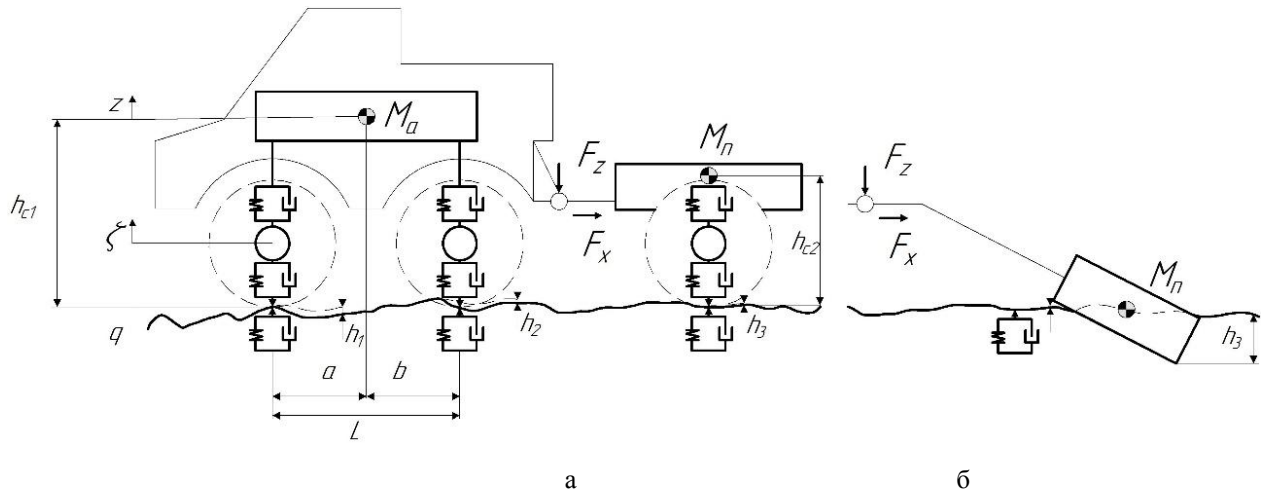


Рис. 1. Динамічна еквівалентна схема колісних машин з причепом (а) та знаряддям обробітку ґрунту (б)
 Fig. 1. Dynamic equivalent scheme of wheeled machines with a trailer (a) and tillage tools (b)

Математична модель динаміки КМ з навісним обладнанням/причепом фактично охоплює три можливі комбінації:

1) рух автомобіля з причепом бездоріжжям з метою оцінки прохідності конкретної опорної поверхні та можливої мобільності руху (верхня межа якої обмежується досягненням граничних порогових значень віброколивних навантажень на організм водія);

2) рух КМ з навісним обладнанням у процесі обробітку ґрунту з дотриманням певного діапазону швидкості з умов агротехнології (оранка, як найбільш енергозатратний обробіток ґрунту, звично здійснюється зі швидкістю руху 6–8 км/год);

3) рух КМ з технологічним обладнанням на колесах та з використанням тягово-зчпного пристрою з гідроциліндром вертикального навантаження на робочі органи обладнання (занурення в ґрунт чи підйому лемішів плуга чи культиватора).

КМ типу Унімог/Автотрак обладнанні підвіскою. Тому без врахування пружно-демпфірувальних характеристик сидіння водія опис динаміки переміщень вищезазначених компонентів КМ у поздовжньому напрямі руху X та вертикальній площині Z на основі принципу д'Аламбера пред-

ставлено з певним наближенням системою рівнянь:

$$\begin{cases} M_a \ddot{z} - k_1(\dot{z} - \dot{\zeta}) - k_2(\dot{z} - \dot{\zeta}) - F_2 - c_1(\zeta - q) - c_2(\zeta - q) = 0 \\ m_1 \ddot{\zeta} + \frac{M_a \times b}{L}(\dot{z} - \dot{\zeta}) + k_1(\dot{z} - \dot{\zeta}) + \frac{M_a \times a}{L}(\dot{z} - \dot{\zeta}) + k_{w1}(\dot{\zeta} - \dot{q}_1) - k_{w2}(\dot{\zeta} - \dot{q}_2) - c_{w1}(\zeta - q_1) - c_{w2}(\zeta - q_2) = q(t) \\ \frac{T_e u_1 u_p u_0 \eta_T}{r_k} - F_W(\dot{x}) - F_0(\dot{x}) = (M_a + \frac{m_1 + m_2}{k} + M_n) \delta \ddot{x} \end{cases}$$

де y, \dot{y}, \ddot{y} – відповідно переміщення, швидкість

$\dot{y} = \frac{dy}{dt}$ та прискорення $\ddot{y} = \frac{d^2y}{dt^2}$ КМ у вертикаль-

ній площині, аналогічно щодо координат у горизонтальній площині M_a, M_n, m_1, m_2, m_3 – відповідно підресорені маси КМ, причепа та непідресорені маси передньої і задньої осей КМ і причепа; z – переміщення підресорених мас КМ; ζ – переміщення непідресорених мас; q – змінна координат мікропрофілю опорної поверхні (з урахуванням зміни глибин колії h при послідовному проходженні кожної з осей); k та k_w – демпфірувальні параметри підвіски і шин; c та c_w – відповідно пружні характеристики (жорсткість) підвісок та шин; T_e, η_T – крутний момент двигуна та ККД

трансмсії; r_k – радіус кочення ведучих коліс; u_i, u_p, u_0 – передатні числа відповідно у коробці передач, роздавальної та головної передач; F_w – сила опору повітря; F_0 – сумарна сила опору рухові; δ – коефіцієнт інерції обертових мас (коліс, двигуна).

Власне, сила опору рухові КМ у цьому випадку докорінно відрізняється від звичного руху КМ на автодорогах, і домінуючою тут є не сила опору коченню коліс чи аеродинаміки, а саме опір деформації ґрунту та зусилля від навісного обладнання (опір рухові ведених коліс причепа в прокладеній колії є значно меншим, особливо якщо шини/колеса уніфіковані з КМ).

Практично можна констатувати, що для аграрного сектору при відомих, невеликих технологічних швидкостях руху в діапазоні 5–20 км/год рівень віброколивних навантажень на організм людини далекий від порогових значень (переважна більшість колісних тракторів не обладнана підвіскою, застосовується тільки підресорювання сидіння водія). Відповідна до задачі імітаційного моделювання технологічних процесів обробітку ґрунту динаміка КМ у вертикальній площині z в аспекті віброколивних навантажень на організм людини є малозначущою і обмежується тільки врахуванням зміни вертикальних навантажень на осі КМ під впливом зусилля притискання/занурення F_z (див. рис. 1), що впливає на перерозподіл навантаження на осі КМ та, відповідно, на формування опору рухові/деформації ґрунту.

Таким чином, з викладеного випливає формування двох дещо відмінних структур алгоритмів імітаційного моделювання руху КМ та навісного/прицепного обладнання в програмному середовищі MATLAB Simulink:

- з умов оцінки потенційної мобільності руху бездоріжжям КМ з причепом, як з умов прохідності місцевості, так і обмеження максимальної швидкості руху досягненням гранично допустимого, порогового рівня віброколивних навантажень на організм людини, де необхідно враховувати і динаміку вертикальних переміщень підресорених мас (очевидно, бажано і з врахуванням вібродемпфірувальних характеристик сидінь та, певним чином, і ґрунту, опорної поверхні);

- з умов оцінки сумарного опору рухові в процесі обробітку ґрунту/транспортування причепа, що є умовою визначення й оцінки ефективнос-

ті передатних чисел знижувальних передач роздавальної коробки передач КМ, достатньо обмежитись моделюванням динаміки руху в горизонтальній площині x (очевидно, з врахуванням зміни/перерозподілу навантажень на осі КМ через вертикальне навантаження на тягово-зчіпному пристрої F_z , див. рис. 1).

Додатковий опір за механічного обробітку ґрунту ґрунтується на відомій залежності професора В. Горячкіна [1; 5].

Звичайно, що, окрім конструктивних параметрів плуга, значну роль відіграють і фізико-механічні характеристики ґрунту зі значним діапазоном коливань. Характеристики типових для України орних земель подані в методології східної школи террамеханіки – модуль деформації/модуль Юнга [6], однак відомі емпіричні залежності переходу між значеннями E та CI [3] дають змогу визначити додатково силу опору руху за механічного обробітку ґрунту.

Оптимальним засобом для побудови еквівалентної комп'ютерної моделі виступає програмний комплекс MATLAB Simulink, який дозволяє порівняно легко задавати вихідні параметри, тобто робота оператора не вимагає глибоких знань та навичок. Сама побудова моделі ґрунтується на поєднанні модулів (блоків), що надає такій моделі широких можливостей щодо гнучкості для внесення змін, які відображають конструктивні особливості транспортного засобу. З використанням програмного комплексу MATLAB Simulink побудовано імітаційну модель з великою кількістю налаштувань вхідних даних, що дає змогу швидко оцінити вплив різних чинників на параметри прохідності повнопривідної КМ на бездоріжжі (у нашому випадку – на максимальну швидкість руху/обробітку ґрунту).

Інтерфейс програми для визначення V_{\max} та з додатковим визначенням оптимального передатного числа роздавальної коробки з умов технологічних операцій обробітку ґрунту в програмному середовищі MATLAB Simulink наведено на рис. 2.

Детальна блок-схема моделі на основі стандартних блоків програмного середовища MATLAB Simulink подана на рис. 3.

Під час визначення максимальної швидкості руху доцільно задаватися опорними поверхнями, наведеними в праці [4], оскільки при порівнянні результатів моделювання руху бездоріжжям та експериментальних даних для інших зразків пов-

нопривідних КМ можна зробити висновок про адекватність моделі.

У разі моделювання руху з причепом/обробітку ґрунту задаємося опорними поверхнями, які є характерними для сільськогосподарських угідь на території України. Існує достатня кількість даних щодо розподілу ґрунтів України за типом і гранулометричним складом, з яких можна виокремити три найбільш поширені групи опорних поверхонь: супіски, суглинки і чорноземи.

На рис. 4 подано результати моделювання руху заданим бездоріжжям та визначення максимальної швидкості руху декількох найбільш по-

ширених зразків повнопривідних КМ порівняно з пропонованою вище КМ типу Unimog/Автотрак (на базі проекту АТ «Укравтобупром» – ТУР ВТ-041 «Автотрак») повною масою 3,5 т при русі з причепом масою 2,5 т та спорядженою масою 2,5 т у блоці з 3-корпусним плугом, двигун IVECO 8040 потужністю 78 кВт, шини 12,00 x 18 [7]. Характеристика автомобілів згідно з [2]).

На рис. 5 подано результати моделювання процесу буксирування причепа/обробітку ґрунту універсальною повнопривідною КМ типу Unimog/Автотрак при різних передатних числах роздавальної коробки.

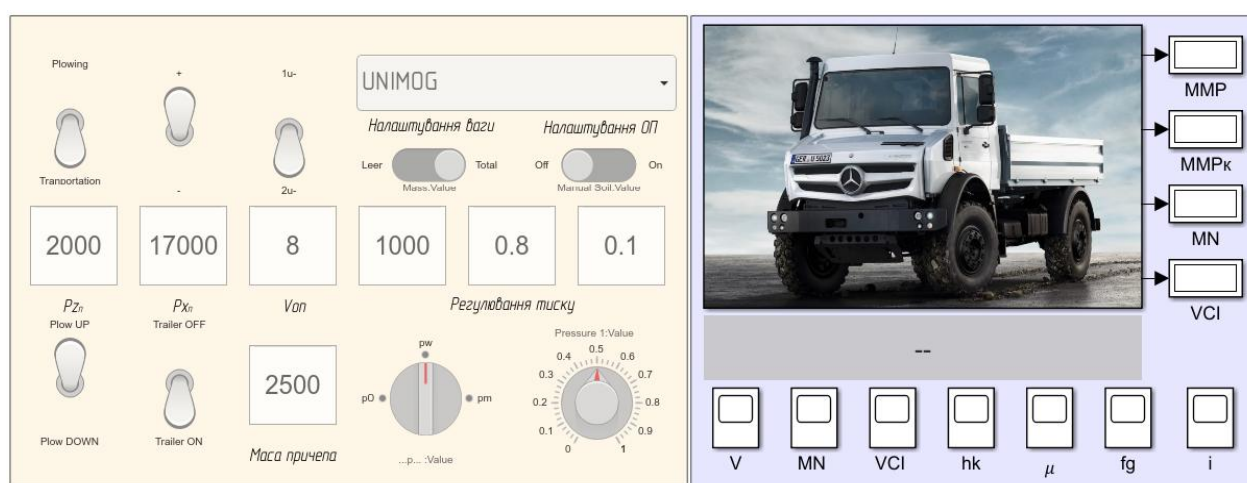


Рис. 2. Інтерфейс програми для визначення V_{max} на базі методики WES
Fig. 2. Program interface for determining V_{max} based on the WES technique

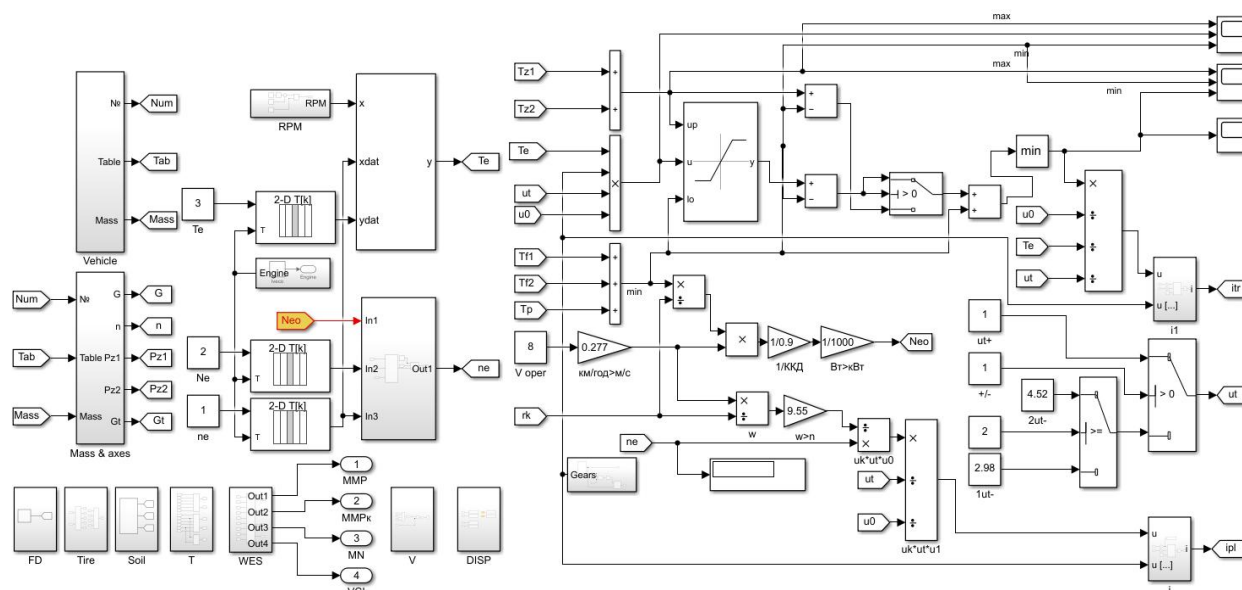


Рис. 3. Блок-схема моделі руху полевим повнопривідної колісної техніки
Fig. 3. Block diagram of the field movement model of four-wheel drive vehicles

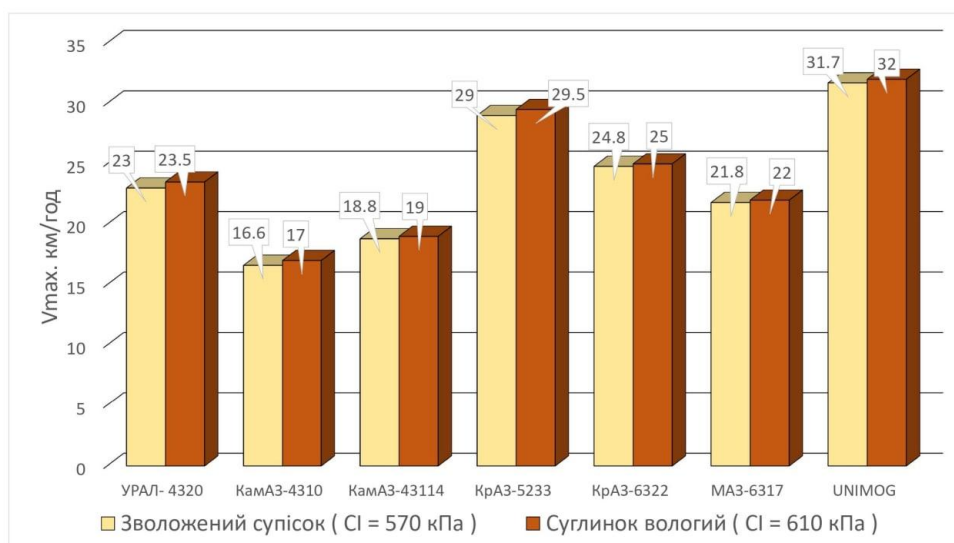


Рис. 4. Результати моделювання руху КМ заданим бездоріжжям
Fig. 4. Results of the simulation of the CM movement CM on the given off-road

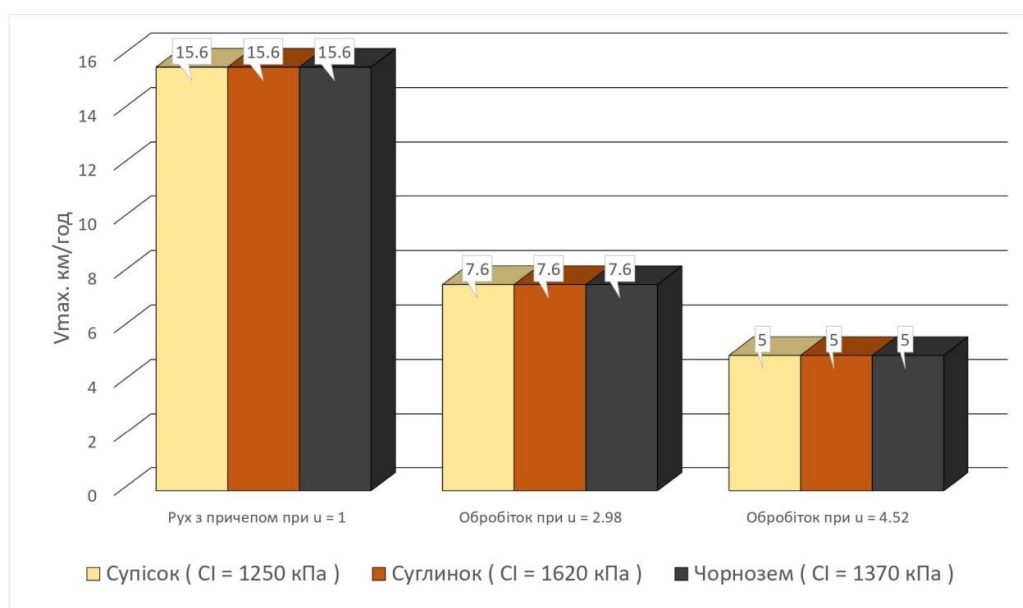


Рис. 5. Результати моделювання процесу обробітку ґрунту
Fig. 5. Results of modeling the soil treatment process

Висновки. Опрацьована в програмному середовищі MATLAB Simulink імітаційна модель руху КМ бездоріжжям/сільськогосподарськими полями дає змогу дати оцінку максимально можливих швидкостей руху з причепом та визначити сумарні зусилля опору руху – клас тяги колісного тягача при технологічних операціях обробітку ґрунту. Отримані результати щодо визначення максимально можливих швидкостей руху бездоріжжям КМ з причепом забезпечують достатню адекватність з експериментальними дослідження-

ми щодо автомобілів підвищеної прохідності [3]. Результати імітаційного моделювання процесів технологічного обробітку землі потребують, звичайно, відповідних експериментальних дослідів та оцінки рівня адекватності і є основою параметричної оптимізації передатних чисел трансмісії КМ типу Автотрак.

Бібліографічний список

1. Горячкин В. П. Собрание сочинений: в 3 т. Москва: Колос, 1965.

2. Грубель М. Г., Крайник Л. В., Хома В. В. Імітаційне моделювання руху колісної військової автомобільної техніки бездоріжжям та оцінка його адекватності. *Автошляховик України*. 2020. № 2. С. 21-28.
3. Грубель М. Г., Крайник Л. В., Купріненко О. М. Методологія оцінки опорної прохідності колісної військової автомобільної техніки. *Озброєння та військова техніка*. 2019. № 4. С. 22-31.
4. Грубель М. Г., Фтемов Ю. О., Хома В. В. Експериментальні дослідження параметрів опорної прохідності зразків колісної військової автомобільної техніки. *Системи озброєння та військова техніка*. 2019. № 4(60). С. 7-15.
5. Динаміка руху колісних тракторів: монографія / Б. І. Кальченко та ін. Харків: О. А. Мірошніченко, 2021. 320 с.
6. Заїка П. М. Теорія сільськогосподарських машин. Т. 1: Машини та знаряддя для обробітку ґрунту. Харків: Око, 2011. 444 с.
7. Крайник Л. В., Худавердян Г. А. Концепція та формування вітчизняного універсального автомобіля типу Автотрак/Унімог для фермерських та комунальних господарств. *Проблеми і перспективи розвитку автомобільного транспорту: тези доп. X Міжнар. наук.-техн. інтернет-конф. (Вінниця, 14-15 квіт. 2022р.)*. Вінниця: ВНТУ, 2022. С. 178-180.
8. Hochgeländegängiger Unimog – Mercedes-Benz Trucks – Trucks you can trust. URL: https://www.mercedes-benz-trucks.com/de_DE/models/unimog-off-road.html (Last accessed: 22.06.2022).
9. Mercedes-Benz History An In-Depth Look at the Mercedes Unimog eMercedesBenz. URL: <https://emercedesbenz.com/autos/mercedes-benz/unimog/mercedes-benz-history-an-in-depth-look-at-the-mercedes-unimog/> (Last accessed: 05.07.2022).
10. Wong Y. C. D., Lim H. H. S, Chan W. Q. W. An assessment of land vehicles trafficability. *DSTA HORIZONS*. 2016. P. 54-63. URL: <https://www.dsta.gov.sg/docs/default-source/dstaabout/an-assessment-of-land-vehicles-trafficability.pdf?sfvrsn=2/> (Last accessed: 07.07.2022).
11. Wong Y. J. Terramechanics and off-road vehicle engineering. Second ed. London: Butterworth–Hannemann, 2010. 482 p.

Стаття надійшла 29.08.2022

Розділ 8

ІНФОРМАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА СИСТЕМИ. УПРАВЛІННЯ ПРОЄКТАМИ ТА ПРОГРАМАМИ В АГРОІНЖЕНЕРІЇ

УДК 004.52:631.558.4

ОСНОВНІ КОМПОНЕНТИ ВЕБДОСТУПНОСТІ ПРОГРАМНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ДЛЯ СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА

Алла Желєзняк, к. е. н., Вадим Пташник, к. т. н., Валентин Смолінський, к. е. н.

*Львівський національний університет природокористування,
вул. Володимира Великого, 1, м. Дубляни, Львівський р-н, Львівська обл., Україна,
e-mail: azheleznyak@ukr.net, ptashnykproject@gmail.com, vsmolinski@ukr.net*

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2022.26.171>

Желєзняк А., Пташник В., Смолінський В. Основні компоненти вебдоступності програмного забезпечення для сільського господарства

Інформаційні технології та програмне забезпечення покращують умови життя людей у сільській місцевості, фермерів та власників домогосподарств, у тому числі з обмеженими можливостями. У сільському господарстві все активніше використовують різноманітне програмне забезпечення, зростає кількість тематичних мобільних та вебдодатків. Частина користувачів має обмежені можливості і потребує спеціальних функцій програмного забезпечення для повноцінної роботи. Тематичні інтернет-ресурси допомагають людям з обмеженими можливостями отримати доступ товарів і послуг, здійснювати пошук інформації та проводити необхідні операції. Вебдодатки допомагають вирішити користувачам чимало завдань як особистого характеру (здійснення фінансових платежів, надання освітніх та медичних послуг), так і професійного спрямування (використання електронного підпису, подання звітності, проведення онлайн-нарад, опитувань). Онлайн-ресурси та спеціалізоване програмне забезпечення для сільського господарства також доцільно розробляти й тестувати з урахуванням вебдоступності, адже цими ресурсами можуть користуватися як люди з обмеженими можливостями, так і працівники, які тимчасово потрапляють у ситуацію, яка обмежує їхні можливості. Для прикладу, агроном, який працює з планшетом на полі в умовах яскравого освітлення вдень. У статті підкреслюється важливість впровадження процесу розробки вимог на основі вебдоступності. Розглядаються основні компоненти вебдоступності програмного забезпечення для сільського господарства. Представлено класифікацію користувачів вебдодатків з урахуванням типів обмежень. Визначено типи пристроїв та програмного забезпечення, які можуть використовуватися користувачами з обмеженими можливостями. Описано допоміжні технології, які можуть використовуватися для забезпечення вебдоступності програмного забезпечення для сільського господарства. Описано етапи реалізації політики вебдоступності у сфері розробки програмного забезпечення. Запропоновано шляхи вирішення проблем доступності програмного забезпечення для сільського господарства.

Ключові слова: вебдоступність, програмне забезпечення, вимоги, сільське господарство, розробка.

Zheliezniak A., Ptashnyk V., Smolinskiy V. Main components of agricultural software web accessibility

Information technologies and software improve the living conditions of people in rural areas, farmers and household owners, including those with disabilities. Various software is increasingly being used in agriculture, the number of thematic mobile and web applications is growing. Some users have limited capabilities and need special software functions for full-fledged work. Thematic Internet resources help people with disabilities to get access to goods and services, search for information, and carry out necessary operations. Web applications help users to solve many private tasks (making financial payments, providing educational and medical services), as well as professional ones (using an electronic signature, submitting reports, holding online meetings, and surveys). Online resources and specialized software for agriculture should also be designed and tested with consideration of web accessibility, as these resources can be used by both people with disabilities and workers who temporarily stay in a situation limiting their capabilities, e.g. an agronomist works with a tablet in a field in bright daytime conditions. The article highlights importance of conducting the development process in compliance with the requirements to web accessibility. The main components of web accessibility of agricultural software are reviewed in the work. A classification of the web application users with consideration of the type of disabilities is presented. The work defines types of devices and software that can be used by disabled people. The assistant technologies that can be used to ensure web accessibility of agricultural software are described. The stages of implementation of the web accessibility policy in the field of software development are outlined. The authors propose ways to solve the problem of software availability for agriculture.

Key words: web accessibility, software, requirements, agriculture, development.

Постановка проблеми. За даними ВООЗ, близько 15 % населення земної кулі має інвалідність, з яких лише 5 % – вроджена [7]. Набута інвалідність виникає внаслідок захворювань, нещасних випадків, виробничих травм, воєнних дій тощо і суттєво впливає на якість життя людини, її здатність працювати, вирішувати особисті проблеми, подорожувати, займатися побутом, вести сільське господарство. Кожний користувач програмного забезпечення та вебдодатків, окрім того, періодично потрапляє в ситуацію, де його можливості обмежені. Наприклад, людина, яка тримає однією рукою каву, мама з дитиною на руках, яка замовляє іншою рукою в мобільному додатку таксі, водій сільськогосподарської техніки, яка голосно працює і створює шум.

Політика розробки програмного забезпечення з урахуванням вимог доступності дозволяє реалізувати для людей з обмеженими можливостями право на реалізацію індивідуальних планів і щоденних завдань, особистісного та професійного розвитку. У сільській місцевості люди з обмеженими можливостями мають додаткові труднощі, пов'язані з відсутністю належної інфраструктури, роботи, сервісних установ. Наявність доступу до тематичних вебресурсів, присвячених веденню сільського господарства, спеціалізованого програмного забезпечення для аграрних підприємств, мобільних додатків для сільського населення сприятиме підвищенню якості життя населення та практичній реалізації політики розумного пристосування людей з обмеженими можливостями.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналіз останніх досліджень і публікацій [4] дав змогу встановити, що доступність є фундаментальним викликом для розробки програмного забезпечення.

Багато наукових праць присвячено розробці вимог до програмного забезпечення з урахуванням специфіки різних предметних галузей [5; 6; 8]. Окремі дослідження глибше розкривають питання тестування програмного забезпечення на вебдоступність [9; 10]. Водночас у наукових дослідженнях не розкрито питання реалізації вимоги вебдоступності в програмному забезпеченні для сільського господарства.

Постановка завдання. Представити результати аналізу вебдоступності програмного забезпечення для сільського господарства. Обґрунтувати напрями застосування та рекомендовані компоненти вебдоступності програмного забезпечення для сільського господарства.

Виклад основного матеріалу. Під час розробки програмного забезпечення перед командами розробників стоїть дилема, чи враховувати вимоги доступності в розробці та тестуванні програмного забезпечення. Однією з причин недостатньої уваги розробників до питання доступності програмного забезпечення може бути відсутність належного досвіду розробки таких проєктів, що обґрунтовано в дослідженні [4], або ж відсутність запиту на розробку програмного забезпечення з урахуванням потреб і запитів цієї категорії користувачів. У рамках нашого дослідження було проаналізовано вебдоступність програмного забезпечення, яке може використовуватися власниками сільськогосподарських угідь, особистих селянських господарств, фермерських господарств тощо.

Згідно з офіційним визначенням, запропонованим W3C Web Accessibility Initiative (WAI), під вебдоступністю розуміють вебсайти, інструменти та технології, розроблені таким чином, щоб ними могли користуватися люди з обмеженими можливостями [11].

У табл. 1 наведено типи обмежень, які можуть бути або виникати в потенційних користувачів програмного забезпечення, зокрема вебдодатків, з урахуванням рекомендацій та класифікацій W3C Web Accessibility Initiative.

Розробка програмного забезпечення для сільського господарства з урахуванням вимог доступності часто передбачає застосування смарт-технологій, вбудованих систем чи окремих модулів, використання яких необхідно врахувати під час розроблення програмного забезпечення. У деяких випадках людям з обмеженими можливостями (виходячи з їхніх обмежень та потреб) необхідне відповідне програмне забезпечення у вигляді допоміжних технологій, які в поєднанні з апаратними інструментами дозволяють їм використовувати ПК. Ці програмні рішення також можуть вносити зміни до самих вебсторінок, щоб полегшити їх використання.

Під допоміжними технологіями (assistive technology) розуміють загальний термін для програмного забезпечення, апаратного забезпечення та інших типів інструментів, розроблених для людей з обмеженими можливостями [12]. Допоміжні технології допомагають користувачу з обмеженими можливостями виконувати повсякденні завдання. На етапах проєктування й розробки вимог та архітектури програмного забезпечення для людей з обмеженими можливостями необхідно враховувати їх технічні характеристики. У сільській місцевості та сільському господарстві допоміжні технології можуть бути інтегровані в загальну си-

стему обміну даними з пристроями, датчиками, програмним забезпеченням для ведення сільського господарства в разі застосування смарт-технологій та впровадження засад «розумного фермерства».

Таблиця 1. Класифікація користувачів вебдодатків із врахуванням типів обмежень
Table 1. Classification of web application users with consideration of the types of disabilities

Користувачі з вродженою або набутою інвалідністю	Користувачі без вродженої або набутої інвалідності
<ol style="list-style-type: none"> 1. Пошкодження слуху. 2. Порушення зору. 3. Ураження опорно-рухового апарату. 4. Когнітивні розлади. 5. Неврологічні розлади. 6. Візуальні обмеження. 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Користувачі, які використовують мобільні телефони, смарт-годинники, смарт-телевізори та інші пристрої з маленькими екранами, повними режимами введення. 2. Користувачі похилого віку, здатності яких змінюються внаслідок старіння. 3. Користувачі з «тимчасовими обмеженнями», такими як перелом руки або втрата окулярів. 4. Користувачі зі «ситуаційними обмеженнями», наприклад, під яскравим сонячним світлом або в середовищі, де вони не можуть слухати аудіо. 5. Користувачі, які використовують проблеми з підключенням до Інтернету (зокрема мобільний Інтернет, погане покриття) або мають обмежену пропускну здатність.

Допоміжні технології включають: продукти, обладнання та системи, які залучають людей з обмеженими можливостями і допомагають їм навчатися, працювати та адаптуватися до повсякденного життя (рис. 1).

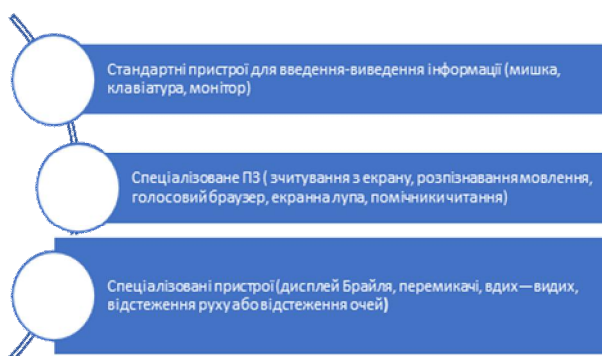


Рис. 1. Типи пристроїв і програмного забезпечення користувачів вебдодатків з обмеженими можливостями
Fig. 1. Type of the devices and software for web application users with disabilities

Допоміжні технології, такі як засоби перевірки орфографії, системи розпізнавання мовлення та спеціалізоване навчальне програмне забезпечення, активно пропагуються в суспільстві. Тому під час розроблення спеціалізованого програмного забезпечення та тематичних вебдодатків команди розробників мають враховувати ці вимоги з боку зацікавлених осіб.

Розширення сфери застосування допоміжних технологій та зростання уваги до поліпшення якості життя людей з обмеженими можливостями призвели до розширення сфери їх застосування.

Традиційно допоміжні технології застосовуються на стороні користувача програмного забезпечення, однак у веброзробці є невеликий спектр рішень, які дозволяють застосувати допоміжні технології на стороні розробника і надавати користувачам допоміжні інструменти вебдоступності із самого вебсайту. Прикладом таких рішень може бути програмне забезпечення розпізнавання голосу, послуги субтитрів.

На нашу думку, розробникам необхідно врахувати й досвід користувача у використанні допоміжних програм та спеціальних пристроїв. Такі можливості залучення додаткового програмного забезпечення або обміну даними із зовнішніми пристроями дадуть змогу розробити якісне програмне забезпечення для різних категорій користувачів.

Проаналізувавши нормативну базу, проблеми людей з обмеженими можливостями та шляхи їх вирішення, було виділено низку позитивних практик, які можуть бути застосовані у веброзробці. У табл. 2 представлено основні проблеми людей з обмеженими можливостями та шляхи їх вирішення за допомогою інструментів і допоміжних технологій у веброзробці. Вимоги та рекомендації щодо доступності вебвмісту визначені на основі стандарту цифрової доступності WCAG 2.1 A, AA [3; 11].

Важливим етапом реалізації політики у сфері вебдоступності програмного забезпечення є тестування, моніторинг та аудит вебдодатків, вебсайтів та окремих вебсторінок на предмет їх доступності.

Таблиця 2. Шляхи вирішення проблем доступності програмного забезпечення для сільського господарства**Table 2.** Ways to solve the problem of agricultural software accessibility

Стандарти відповідності	Можливі рішення в програмному забезпеченні
<p>1. Інформація та компоненти інтерфейсу користувача мають бути представлені користувачам у спосіб, який вони можуть сприйняти.</p> <p>2. Компоненти інтерфейсу користувача та навігація мають бути працездатними.</p> <p>2. Інформація та робота інтерфейсу користувача мають бути зрозумілими.</p> <p>3. Вміст має бути достатньо надійним, щоб його можна було надійно інтерпретувати різноманітними агентами користувача, включаючи допоміжні технології.</p>	<p>1. Використання текстових альтернатив та підказок.</p> <p>2. Використання вербального змісту.</p> <p>3. Характеристика кольорів.</p> <p>4. Забезпечення перегляду зображень, відео та аудіовмісту із субтитрами.</p> <p>5. Збільшені шрифти.</p> <p>6. Увімкнення гіперпосилань та клавіші Tab.</p> <p>7. Масштабування вмісту.</p> <p>8. Операції з клавіатури.</p> <p>9. Більше часу для перегляду та читання.</p> <p>10. Допомога з навігацією на сайті.</p> <p>11. Передбачуваність вмісту та навігації.</p> <p>12. Максимальна сумісність з поточними та майбутніми інструментами користувача.</p>

Узагальнивши відомі практики моніторингу та аудиту на вебдоступність, виділимо основні їх етапи:

1. Автоматичне тестування, що передбачає застосування тематичних вебресурсів та спеціалізованих програм для перевірки на відповідність вебдоступності.

2. Ручне тестування, що передбачає перевірку коду та варіантів використання вебсторінок. На цьому етапі можуть залучатися як розробники та тестувальники, так і люди з обмеженими можливостями.

3. Тестування допоміжних технологій – використання інструментів, які люди з обмеженими можливостями застосовують для сценаріїв використання на унікальних сторінках.

У разі розробки вебдодатків із врахуванням вимог доступності, розробники та дизайнери можуть застосувати ряд вебресурсів, які дозволять їм протестувати власний ресурс на відповідність доступності і за потреби включити необхідні компоненти та елементи на сторінку:

1. WAVE від WebAIM надає візуальне представлення областей вебсайту, які вважаються недоступними.

2. DYNO Mapper від Indigo Design Company LLC генерує та використовує карти сайту для відображення доступності.

3. WCAG Compliance Auditor від Funnelback використовує стандарти доступності, надає рекомендації щодо покращання частин сайту, які «недоступні», та пропонує еталон доступності в часовому вимірі.

4. SortSite від PowerMapper аналізує сайт на дотримання вказівок і стандартів доступності, зо-

крема щодо наявності непрацюючих посилань, сумісності, зручності використання тощо.

Іншими інструментами тестування доступності, які можуть бути використані у веброзробці, є Google Lighthouse (проект з відкритим вихідним кодом для аудиту швидкості, SEO, PWA та вебдоступності) і спеціальні можливості Firefox.

Якість етапу тестування залежатиме від досвіду IT-команд із розробки доступних вебдодатків. Залучення до команди розробників з розумінням тематики доступності або членів команд з обмеженими можливостями позитивно вплине на розробку і реалізацію проекту.

Існує чимало способів аналізу вебдодатка чи сайту на доступність [1]. Такий моніторинг у деяких країнах світу проводять відповідні організації. У 2020–2021 рр. у рамках проекту WebAIM Центру людей з обмеженими можливостями проводився постійний моніторинг доступності близько мільйона найбільш популярних сайтів. За результатами звіту [3] у 2021 р. встановлено, що 98,1 % встановлених вебсторінок мали виявлені збої та проблеми в реалізації вимоги доступності.

В Україні, на відміну від інших країн, приділяється незначна увага питанню доступності програмного забезпечення, у т. ч. вебресурсів. Перші кроки на шляху покращання доступності вебресурсів державних органів влади та установ були зроблені у 2013 р. Незважаючи на значні проблеми, пов'язані з розвитком сервісів та можливостей для людей з обмеженнями, у цьому році були внесені зміни до Порядку оприлюднення в мережі Інтернет інформації про діяльність органів виконавчої влади (Постанова Кабінету Міністрів України від 26 вересня 2013 р. № 730) [2]. Відповідно

до внесених змін інформація на офіційному сайті органу виконавчої влади повинна бути доступною для користувачів з вадами зору та слуху. Політика доступності вебресурсів підтримується і Міністерством та Комітетом цифрової трансформації України, що підтверджено і виглядом їх головної сторінки <https://thedigital.gov.ua/> та інших міністерств (рис. 2, 3).

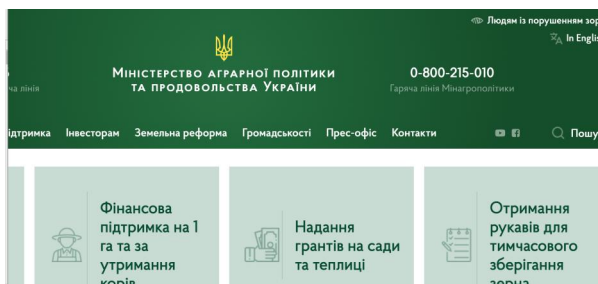


Рис. 2. Скріншот стандартної версії сайту Міністерства аграрної політики та продовольства України
Fig. 2. Screenshot of the standard version of the website of the Ministry of Agrarian Policy and Food of Ukraine

Водночас глибший аналіз і тестування сайту Міністерства аграрної політики та продовольства України на вебдоступність з використанням <https://wave.webaim.org/> виявив такі недоліки цього ресурсу на предмет відповідності стандартам доступності: наявні посилання без тексту, низький контраст окремих елементів головної сторінки і фону, наявність дуже дрібного тексту тощо.

У процесі дослідження було здійснено порівняльний аналіз вебдоступності тематичних вебресурсів, пов'язаних із сільським господарством (табл. 3).

Таблиця 3. Порівняльний аналіз доступності вебресурсів для сільського господарства
Table 3. Comparative analysis of accessibility of the online resources for agriculture

Адреса вебсайту	Результати тестування
https://minagro.gov.ua/	Є можливість налаштувати сайт для людей з порушенням зору. Кількість помилок – 91, помилки контрасту – 11, кількість непідписаних посилань – 85.
https://shuvar.com/	Відсутність налаштувань доступності на головній сторінці сайту. Кількість помилок – 15, помилки контрасту – 0, кількість непідписаних посилань – 11. Відсутні мітки форм.
https://kurkul.com/	Відсутність налаштувань доступності на головній сторінці сайту. Кількість помилок – 20, помилки контрасту – 52, кількість непідписаних посилань – 5.
https://www.nestle.ua/	Відсутність налаштувань доступності на головній сторінці сайту. Кількість помилок – 4, помилки контрасту – 4, кількість непідписаних посилань – 131, кількість картинок без альтернативного тексту – 48.

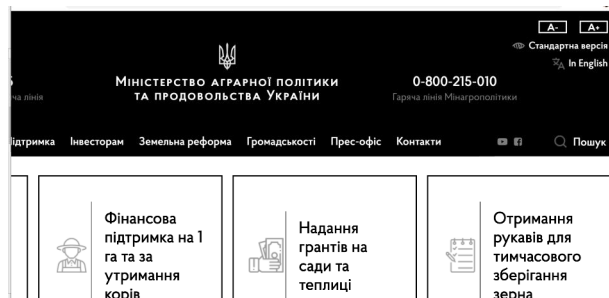


Рис. 3. Скріншот перевірки сайту <https://minagro.gov.ua/> на вебдоступність
Fig. 3. Screenshot of checking the website <https://minagro.gov.ua/> for web accessibility

Проведений аналіз вебдоступності вебдодатків та вебресурсів на прикладі програмного забезпечення для сільського господарства показав, що, за винятком сторінок органів державної влади, в Україні мало уваги приділяють питанню вебдоступності. Окремі елементи доступності присутні на головних сторінках тематичних сайтів, однак цей підхід не характеризується системністю та комплексністю. Незважаючи на те, що українські ІТ-компанії часто мають досвід розробки вебдодатків з урахуванням вимог доступності, що зумовлено їх орієнтацією на замовників з інших країн, не всі з них застосовують інструменти доступності на власних інтернет-ресурсах.

Проаналізувавши головні сторінки ІТ-компаній SoftServe, Eram, Sigma, GlobalLogic, Genesis, Grammarly, Lviv IT Cluster, можливості щодо налаштування доступності для людей з поганим зором були зафіксовані лише на сторінці компанії SoftServe.

Висновки

1. У процесі дослідження проаналізовано основні підходи та практики реалізації і тестування вебдодатків щодо вимог доступності для людей з обмеженими можливостями.

Встановлено, що основними компонентами програмного забезпечення, яке відповідає вимогам доступності, є спеціалізоване програмне забезпечення, застосування допоміжних технологій та обладнання. Користувачі з обмеженими можливостями потребують додаткових налаштувань і технологій, що дозволить їм полегшити використання Інтернету, вебдодатків (таких як зчитувачі екрана і тексту тощо).

2. Проведення тестування вебресурсів та іншого програмного забезпечення на предмет доступності повинно ґрунтуватися на інструкціях і рекомендаціях установ та організацій, які займаються питанням доступності. Аудит сайтів, залучення експертів або людей з інвалідністю до ручного тестування, використання спеціалізованого програмного забезпечення для автоматичного тестування можуть значно покращити ситуацію з доступністю онлайн-ресурсів.

3. Проведений аналіз тематичних сайтів для сільського населення та сільського господарства в Україні показав, що більшість із цих ресурсів не використовує спеціальних налаштувань для користувачів із порушенням зору. Водночас органами державної влади ця політика реалізовується, про що свідчать результати проведеного тестування. Це може стати гарним прикладом популяризації та привертання уваги до проблеми доступності програмного забезпечення, особливо в умовах нових викликів, коли кількість користувачів з набутою інвалідністю зростає.

Бібліографічний список

1. Клим Ю. В., Тарасенко Ю. С. Тестування вебресурсів на інклюзивність: аудит для реінжинірингу. *Вісник Вінницького політехнічного інституту*. 2022. № 3. С. 60-66.

2. Про Порядок оприлюднення у мережі Інтернет інформації про діяльність органів виконавчої влади: Постанова Кабінету Міністрів України від 04.01.2002 р. № 3. URL: http://comin.kmu.gov.ua/control/uk/publish/article?art_id=110618&cat_id=112508 (дата звернення: 21.08.2022).

3. 2022 ADA Web Accessibility Standards & Requirements dated December 2021. URL: <https://www.accessibility.works/blog/2022-ada-wcag-website-accessibility-standards-requirements/> (Last accessed: 19.08.2022).

4. Accessibility in Software Practice: A Practitioner's Perspective / T. Bi et al. *ACM Trans. Softw. Eng. Methodol.* 2022. 31, 4, Article 66 (October 2022). P. 1–26.

5. Applying Customer Development for Software Requirements in a Startup Development Program / R. Chanin, L. Pompermaier, K. Fraga, A. Sales, R. Prik-ladnicki. *2017 IEEE/ACM 1st International Workshop on Software Engineering for Startups (SoftStart)*, 2017. P. 2-5.

6. Diev S. Requirements development as a modeling activity. *SIGSOFT Softw. Eng. Notes*. 2007. 32, 2. P. 1-3.

7. Limited opportunities and health: Information letter No. 352 of the WHO, 2011. URL: <https://www.coe.int/uk/web/compass/disability-and-disablism#3> (Last accessed: 03.08.2022).

8. Pandey D., Suman U., Ramani A. K. An Effective Requirement Engineering Process Model for Software Development and Requirements Management. *Proceedings of the 2010 International Conference on Advances in Recent Technologies in Communication and Computing (ARTCOM '10)*. IEEE Computer Society, USA, 2010. P. 287-291.

9. Sánchez-Gordón M., Moreno L. Toward an Integration of Web Accessibility into Testing Processes. *Procedia Computer Science*. 2014. Vol. 27. P. 281-291.

10. Stanyshkevskyy V. Web accessibility. What every Front-end developer and designer should know dated December 2019. URL: <https://dou.ua/lenta/articles/web-accessibility/> (Last accessed: 21.08.2022).

11. Web Accessibility Laws & Policies dated September 2022. URL: <https://www.w3.org/WAI/policies/> (Last accessed: 01.08.2022).

12. What is AT? Report of Assistive Technology Industry Association (ATIA). URL: <https://www.atia.org/home/at-resources/what-is-at/> (Last accessed: 14.08.2022).

Стаття надійшла 25.08.2022

СИСТЕМНА МОДЕЛЬ ЦИФРОВОЇ ТРАНСФОРМАЦІЇ СІЛЬСЬКИХ ТЕРИТОРІАЛЬНИХ ГРОМАД НА ОСНОВІ ОБЧИСЛЮВАЛЬНОГО ІНТЕЛЕКТУ

*Анатолій Тригуба¹, д. т. н., Назар Коваль², ад'юнкт, Інна Тригуба¹, к. с.-г. н.,
Роман Падюка¹, к. т. н., Олег Боярчук¹, к. т. н.*

*¹Львівський національний університет природокористування,
вул. Володимира Великого, 1, м. Дубляни, Львівський р-н, Львівська обл., Україна,
e-mail: trianamik@gmail.com, trinle@ukr.net, radyukaroman@gmail.com, boyarchuko@ukr.net,*

*²Львівський державний університет безпеки життєдіяльності,
вул. Клепарівська, 35, м. Львів, Україна,
e-mail: ldubzh.lviv@dSNS.gov.ua*

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2022.26.177>

Тригуба А., Коваль Н., Тригуба І., Падюка Р., Боярчук О. Системна модель цифрової трансформації сільських територіальних громад на основі обчислювального інтелекту

Проведено аналіз діяльності сільських громад. Проаналізовано наукові праці, які присвячені цифровій трансформації в різних сферах людської діяльності. Обґрунтовано потребу розроблення інструментарію розв'язання задач цифрової трансформації сільських громад із використанням обчислювального інтелекту. Сформульовано дванадцять різновидів задач, які стосуються розвитку сільських громад на основі цифрової їх трансформації з використанням обчислювального інтелекту. Запропоновано шляхи розв'язання задач, що забезпечить розвиток як сільських громад, так і окремих процесів, які в них реалізуються. Запропонована системна модель цифрової трансформації процесу заготівлі продовольчої сировини на території сільських громад із використанням обчислювального інтелекту. Вона передбачає виконання семи рівнів цифрової трансформації сільських громад. Окремі рівні формують чотири підцикли цифрової трансформації сільських громад. Кожен підцикл цифрової трансформації сільських громад забезпечує отримання бажаного результату та підвищує ефективність зазначеного процесу. Виконано математичний опис повного циклу цифрової трансформації процесу заготівлі продовольчої сировини на території сільських громад із використанням обчислювального інтелекту. Означено результати реалізації підциклів цифрової трансформації сільських громад. Вони лежать в основі вибору потрібних рівнів цифрової трансформації для кожної окремої сільської громади з урахуванням їхніх можливостей. Запропонована системна модель цифрової трансформації процесу заготівлі продовольчої сировини є основою для розроблення інструментарію підтримки прийняття управлінських рішень під час планування процесів заготівлі продовольчої сировини на території сільських громад із використанням обчислювального інтелекту. Подальші дослідження слід проводити в напрямі розроблення інструментарію для планування процесу заготівлі продовольчої сировини на території сільських громад із використанням обчислювального інтелекту.

Обґрунтовано доцільність формулювання задач, які стосуються розвитку сільських громад на основі цифрової трансформації з використанням обчислювального інтелекту.

Ключові слова: цифрова трансформація, сільські громади, обчислювальний інтелект, модель.

Tryhuba A., Koval N., Tryhuba I., Padiuka R., Boiarchuk O. System model of the digital transformation of rural territorial communities based on computational intelligence

The article gives analysis of rural community activity. Scientific works devoted to digital transformation in various spheres of human activity are analyzed. The need to develop tools for solving problems of digital transformation of rural communities with the use of computational intelligence is substantiated. Twelve types of problems related to the development of rural communities on the basis of their digital transformation with the use of computational intelligence have been formulated. The ways to solve problems, which will ensure both the development of rural communities and individual processes that are implemented in them, are proposed. A system model of digital transformation of the process of procurement of food raw materials on the territory of rural communities with the use of computational intelligence is proposed. It provides for the implementation of seven levels of digital transformation of rural communities. Separate levels form four sub-cycles of digital transformation of rural communities. Each sub-cycle of digital transformation of rural communities provides the desired result and increases the efficiency of this process. A mathematical description of the complete cycle of digital transformation of the process of procurement of food raw materials in rural areas is done by using computational intelligence. The results of implementation of the subcycles of digital transformation of rural communities are defined. They form the basis of the required levels of digital transformation for each individual rural community, taking into account their capabilities. The proposed system model of digital transformation of the process of procurement of food raw materials is the basis for the development of tools to support management decisions in planning the processes of

procurement of food raw materials in rural communities using computational intelligence. Further research should be conducted in the direction of developing tools for planning the process of procurement of food raw materials in rural communities using computational intelligence. The expediency of formulating tasks related to the development of rural communities on the basis of digital transformation with the use of computational intelligence is substantiated.

Key words: digital transformation, rural communities, computational intelligence, model.

Постановка проблеми. Розвиток окремих сільських територіальних громад, а також забезпечення безпеки життя та діяльності їхніх жителів неможливі без їх діджиталізації. Водночас спостерігається розвиток інформаційних технологій, що забезпечує проникнення цифрових технологій у всі сфери життя та діяльності людей [13; 19]. Окрім того, усе це супроводжується глобальними викликами та загрозами останніх років для України, зокрема тривалою пандемією COVID-19, воєнним станом тощо. При цьому виникають нові науково-прикладні задачі цифрової трансформації як окремих територій, так і галузей та організацій [4; 8; 16]. У цьому напрямі держава робить певні кроки через новостворене профільне міністерство цифрової трансформації України. Одним із напрямів діяльності, який координує зазначене міністерство, є трансформація, завдяки впровадженню цифрових інновацій, електронного документообігу та розвитку інформаційного суспільства, зокрема й сільських територіальних громад. Стосовно сільських громад, то вони, попри свою автономність, перебувають у динамічному та мінливому середовищі, прогнозування та моделювання якого лежить в основі розроблення ефективного інструментарію для цифрової трансформації [2; 11; 12]. При цьому в основі цифрової трансформації сільських територіальних громад є дані, інформація та знання щодо процесів, які в них відбуваються.

Важливе значення під час вибору ефективного інструментарію для цифрової трансформації має наявність даних, що забезпечують отримання інформації та формування знань про процеси, які відбуваються на території сільських громад [9; 10]. Завдяки цифровій трансформації можливо досягти підвищення ефективності реалізації низки напрямів діяльності, які стосуються виробництва, заготівлі та переробки сільськогосподарської сировини. Розвиток цих напрямів діяльності неможливий без використання «Industry 4.0» [17; 20]. Саме це досягнення четвертої промислової революції забезпечує прогнозування складових процесів і подій проектного середовища на підставі отриманої інформації та сформованих знань завдяки цифровій трансформації сільських громад. У результаті цього забезпечується створення виробництв і прийняття управлінських рішень без участі або з частковою участю виконавців, що

значно знижує можливість прийняття помилкових управлінських рішень та сприяє вчасному обміну потрібною інформацією, а також керування виробничими процесами в єдиній виробничо-інформаційній системі.

За досягнення сільськими громадами окремих рівнів цифрової трансформації, що забезпечує отримання потрібних даних зі сформованих баз, оперативне отримання інформації, подальший їх розвиток можливий у напрямі використання обчислювального інтелекту для розв'язання низки управлінських задач та формування знань щодо процесів з урахуванням динамічного та мінливого їх проектного середовища [6; 7; 15]. Обчислювальний інтелект є складовою штучного інтелекту і одним із найпопулярніших напрямів виконання досліджень науковцями та використання розробленого інструментарію практиками. Саме обчислювальний інтелект належить до ключових драйверів цифрової трансформації сільських громад. Обчислювальний інтелект належить до базових напрямів, які забезпечують реалізацію на території сільських громад четвертої промислової революції «Industry 4.0» [14]. Це сприяє значному розвитку виробничих бізнесових структур сільських громад завдяки підвищенню рівня цифрової трансформації, продуктивності праці, ефективності діяльності інфраструктури та забезпечує продовольчу безпеку для населення під час надзвичайних ситуацій.

Отже, системна цифрова трансформація сільських територіальних громад на основі обчислювального інтелекту є досить актуальним і перспективним напрямом, що забезпечує розвиток цих громад. Для цього слід розробляти інструментарій цифрової трансформації сільських територіальних громад на основі обчислювального інтелекту.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Багато науковців присвятили свої праці цифровій трансформації та використанню сучасних цифрових технологій в окремих галузях народного господарства [4; 12; 16]. Вони стосуються як розроблення концепцій цифрової трансформації, так і розв'язання задач цифровізації суспільства. Окремі з них присвятили свої праці цифровій трансформації громад [2; 11; 12]. У цих працях досліджувалися основні аспекти цифрової трансформації громад, було означено основні проблеми щодо

впровадження цифрових технологій у діяльності територіальних громад [2]. Заслужують на увагу наукові праці, в яких подано результати дослідження процесів діджиталізації та цифрової трансформації в Україні, зокрема цифрової економіки та її взаємозв'язку з бізнес-процесами [5]. Однак у вищезазначених працях не розглядаються взаємозв'язки цифрової трансформації з досягнення четвертої промислової революції, що забезпечує прогнозування складових процесів та подій проектного середовища сільських громад.

У деяких роботах [14; 17] подано окремі аспекти нового напрямку розвитку економіки «Industry 4.0», а також означено проблеми впровадження у виробництво різних галузей тощо. Попри те, досить мало є вітчизняних наукових праць, які присвячено «Industry 4.0» та її використанню з урахуванням специфіки окремих сільських громад. Окрім того, відсутні системні моделі цифрової трансформації виробничих процесів сільських громад із врахуванням досягнень четвертої промислової революції «Industry 4.0» та використанням обчислювального інтелекту.

Постановка завдання. Мета досліджень – сформулювати задачі розвитку сільських громад на основі їх цифрової трансформації з використанням обчислювального інтелекту та для однієї з них обґрунтувати системну модель цифрової трансформації виробничого процесу з урахуванням досягнень четвертої промислової революції «Industry 4.0». Для досягнення цієї мети потрібно виконати такі завдання:

- сформулювати задачі розвитку сільських громад на основі їх цифрової трансформації з використанням обчислювального інтелекту;
- обґрунтувати системну модель цифрової трансформації процесу заготівлі продовольчої сировини на території сільських громад із використанням обчислювального інтелекту.

Основні методи дослідження. Формулювання задач розвитку сільських громад на основі їх цифрової трансформації, а також розв'язання науково-прикладної задачі обґрунтування системної моделі цифрової трансформації процесу заготівлі продовольчої сировини на території сільських громад із використанням обчислювального інтелекту виконували на основі теорії системного підходу, використання методології функціонального моделювання процесів SADT, аналізу та синтезу чинників мінливого проектного середовища, методів і технологій обчислювального інтелекту, індукції та дедукції.

Виклад основного матеріалу. Обчислювальний інтелект є одним із розділів штучного інтелекту, розвиток якого частково пов'язаний із цифровою трансформацією окремих сфер життя та діяльності людей, яка стосується формування великих даних про окремі об'єкти та їх діяльність [3; 18]. Окрім того, цьому розвитку значно сприяє розвиток інформаційних технологій, що забезпечують присутність жителів сільських громад у мережі Інтернет, дають можливість зберігати великі обсяги інформації, що забезпечило цифрування облікової документації і дало змогу створити потрібні набори даних для машинного навчання. До основних задач, які стосуються розвитку сільських громад на основі цифрової їх трансформації з використанням обчислювального інтелекту, належать:

1. Створення цифрових персоналізованих програм із функціями спілкування та підтримки клієнтів сервісних структур, а також аналізу клієнтів та заохочення потенційних споживачів завдяки виконанню аналізу їхніх запитів.

2. Створення безпечних умов та заощадження коштів на електроенергії завдяки керуванню освітленням виробничих цехів, вулиць у населених пунктах сільських громад, а також виконання онлайн-моніторингу стану доріг та наявності на них перешкод для руху технічних засобів, що забезпечує уникнення аварійних ситуацій.

3. Використання у медпунктах та медичних амбулаторіях сільських громад хмарних сервісів з метою зберігання та класифікації медичних даних про жителів громад і прогнозування їхнього здоров'я на основі інтелектуальних інформаційних систем.

4. Моніторинг стану здоров'я жителів сільських громад завдяки використанню інтелектуальних додатків на мобільних пристроях, а також завдяки підключенню до мережі натільних гаджетів з інтелектуальними додатками.

5. Налагодження ефективних комунікацій між керівництвом громади, жителями та бізнесовими структурами з використанням інтелектуальних систем, що значно підвищить продуктивність і забезпечить унікальність вирішення спірних питань.

6. Прогнозування цінової політики та попиту на сировину, яка виробляється на території сільських громад, із врахуванням їх виробничих та природно-кліматичних умов, що лежить в основі розв'язання задач щосезонного планування обсягів та видів вирощування сільськогосподарської продукції.

7. Оперативне планування діяльності інфраструктурних об'єктів сільських громад на підставі сформованих баз великих даних.

8. Створення окремих бізнесових структур на території сільських громад, виробничі процеси яких відбуватимуться за участю розумних об'єктів.

9. Планування роздрібної торгівлі та підвищення якості обслуговування покупців завдяки розробленню інтелектуальних вебпрограмних продуктів та мобільних додатків.

10. Прогнозування окремих процесів діяльності інфраструктурних об'єктів сільських громад із використанням моделей машинного навчання та статичних моделей.

11. Обґрунтування планів процесів заготівлі продовольчої сировини на території сільських громад під час надзвичайних ситуацій та воєнного стану в умовах неточності даних та невизначеності проєктного середовища, а також наявності пропусків даних або ж їх викидів.

12. Узгодження обсягів генерування електроенергії відновлюваними джерелами та споживання її інфраструктурними об'єктами з прогнозованими характеристиками природно-кліматичних умов сільських громад.

Кожна зі сформульованих задач потребує розроблення специфічного інструментарію для їх розв'язання на підставі проведення відповідних досліджень.

Експериментальні результати та їх аналіз. Розглянемо одну з вищезначених задач, яка є досить актуальною на сьогодні для сільських громад. Вона стосується обґрунтування планів процесів заготівлі продовольчої сировини на території сільських громад під час надзвичайних ситуацій та воєнного стану [18]. Особливістю її є те, що вона вирішується в умовах неточності даних та невизначеності проєктного середовища, а також наявності пропусків даних або ж їх викидів. Розв'язання цієї задачі потребує як цифрової трансформації сільських громад, так і використання «Industry 4.0», що забезпечує створення автоматизованих виробництв та автоматизоване прийняття управлінських рішень, а також сприяє обміну даними та керуванню виробничими процесами в єдиній виробничо-інформаційній системі [1]. Між цифровою трансформацією сільських громад та використанням «Industry 4.0» існують системні взаємозв'язки, які відображено в запропонованій системній моделі (див. рис.).

Представлена на рисунку системна модель цифрової трансформації процесу заготівлі продовольчої сировини на території сільських громад із використанням обчислювального інтелекту передбачає виконання семи рівнів, кожен із яких дає змогу отримати бажаний результат, що має цінність для громад:

1. **Формування бази даних (Level1)**, що дає можливість зібрати таку множину даних про стан виробничих об'єктів на території сільських громад за наявності у них сировини із встановленням потрібних характеристик цих даних, а також взаємозв'язків між їх атрибутами.

2. **Оперативне отримання потрібної інформації** на підставі зібраних даних (Level2), що забезпечує зменшення «інформаційного перевантаження» користувачів, а також лежить в основі розсилання потрібної інформації (information routing) для окремих користувачів, виконання сортування інформації (information filtering), здійснення упорядкування (класифікації) інформації (information categorization) та забезпечує потрібний відбір інформації (information extraction).

3. **Отримання потрібних знань (Level3)**, які являють собою зафіксовану та перевірену на практиці попередньо оброблену інформацію, що надалі може багаторазово використовуватися для ухвалення необхідних рішень у процесі заготівлі продовольчої сировини на території сільських громад.

4. **Виконання оцінення стану процесу** та проєктного середовища заготівлі продовольчої сировини на території заданої сільської громади (Level4), що ґрунтується на отриманих знаннях і забезпечує встановлення тенденцій зміни обсягів заготівлі продовольчої сировини за зміни стану проєктного середовища.

5. **Здійснення опису взаємозв'язків** між складовими процесу заготівлі продовольчої сировини на території сільських громад та складовими його проєктного середовища (Level5), що забезпечує наявність системних знань про них і лежить в основі вибору ефективного інструментарію для використання обчислювального інтелекту.

6. **Прогнозування складових проєктного середовища та процесу заготівлі продовольчої сировини на території заданої сільської громади** з використанням обчислювального інтелекту (Level6), що дає змогу позбутися неточності, невизначеності та наявності пропусків даних щодо стану проєктного середовища або ж їх викидів.

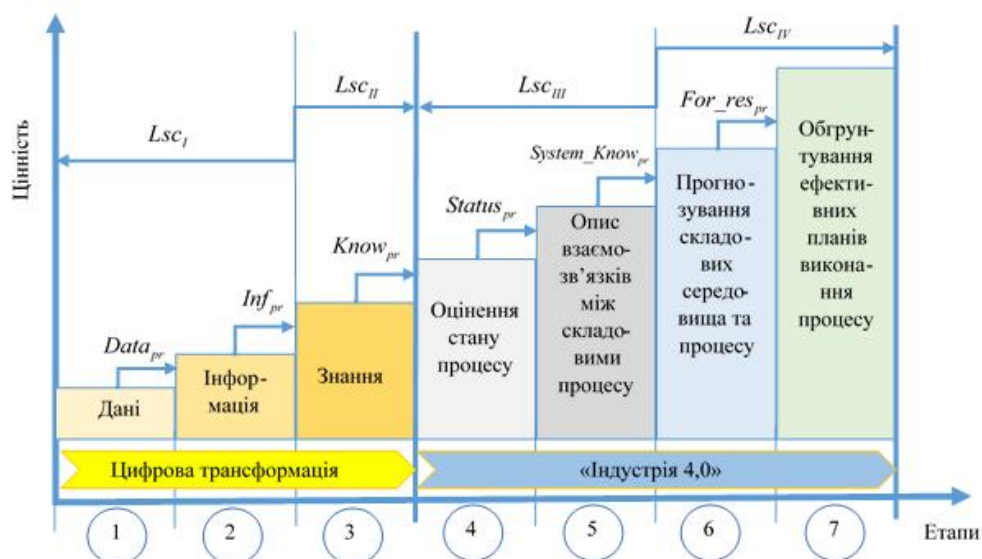


Рис. Системна модель цифрової трансформації процесу заготівлі продовольчої сировини на території сільських громад із використанням обчислювального інтелекту: $Lsc_I, Lsc_{II}, Lsc_{III}, Lsc_{IV}$ – відповідно перший, другий, третій і четвертий підцикли трансформації процесу; $Data_{pr}$ – база даних; Inf_{pr} – інформація про стан процесу; $Know_{pr}$ – знання про процес; $Status_{pr}$ – стан процесу та проектного середовища; $System_Know_{pr}$ – системні знання про процес; For_res_{pr} – результати прогнозування складових проектного середовища та процесу з використанням обчислювального інтелекту

Fig. System model of the digital transformation of the process of food raw material procurement in the territory of rural communities with the use of computing intelligence: $Lsc_I, Lsc_{II}, Lsc_{III}, Lsc_{IV}$ – respectively, the first, second, third, and fourth sub-cycles of the process transformation; $Data_{pr}$ – database; Inf_{pr} – information about the status of the process; $Know_{pr}$ – knowledge about the process; $Status_{pr}$ – conditions of the process and project environment; $System_Know_{pr}$ – system knowledge about the process; For_res_{pr} – results of forecasting the components of the project environment and process using computational intelligence

7. Обґрунтування ефективних планів заготівлі продовольчої сировини на території сільської громади (*Level7*), що базується на результатах прогнозування складових проектного середовища та процесу заготівлі продовольчої сировини з використанням обчислювального інтелекту, що забезпечує підвищення якості, точності та тривалості ухвалення відповідних рішень.

Кожен з етапів цифрової трансформації процесу заготівлі продовольчої сировини на території сільських громад із використанням обчислювального інтелекту має свої особливості, які зумовлюють обґрунтування інструментарію для їх виконання. Виконання окремих етапів здійснюється послідовно без можливості переходу на наступні етапи без виконання попередніх етапів цифрової трансформації. При цьому виконання цифрової трансформації на кожному з етапів дає

можливість отримувати цінність для сільських громад. Зростання рівня сільських громад щодо трансформації процесу заготівлі продовольчої сировини приводить до зростання цінності для них. Найбільшу цінність отримують ті сільські громади, які домоглися цифрової трансформації, що забезпечує виконання етапу обґрунтування ефективних планів заготівлі продовольчої сировини на території сільської громади з використанням обчислювального інтелекту.

Цифрова трансформація процесу заготівлі продовольчої сировини на території сільських громад із використанням обчислювального інтелекту здійснюється на підставі виконання чотирьох циклів, кожен із яких забезпечує отримання свого результату, що використовується для прийняття потрібних рішень. Тобто повний цикл цифрової трансформації зазначеного процесу становить:

$$Lc_{dt} = Lsc_I \cup Lsc_{II} \cup Lsc_{III} \cup Lsc_{IV}, \quad (1)$$

де Lc_{dt} – цикл цифрової трансформації процесу заготівлі продовольчої сировини на території сільської громади; Lsc_I – перший підцикл, що забезпечує отримання інформації про стан процесу заготівлі продовольчої сировини на території сільської громади; Lsc_{II} – другий підцикл, що забезпечує отримання знань про процес заготівлі продовольчої сировини на території сільської громади; Lsc_{III} – третій підцикл, що забезпечує формування системних знань про процес заготівлі продовольчої сировини на території сільської громади з урахуванням змін проектного середовища; Lsc_{IV} – четвертий підцикл, що забезпечує обґрунтування ефективних планів заготівлі продовольчої сировини на території сільської громади з використанням обчислювального інтелекту.

Перший підцикл (Lsc_I) передбачає виконання двох рівнів цифрової трансформації процесу заготівлі продовольчої сировини на території сільської громади, що стосуються формування бази даних ($Level1$) та отримання інформації ($Level2$) про стан процесу заготівлі продовольчої сировини на території сільської громади:

$$Lsc_I = (Level1 \cup Level2) \rightarrow Inf_{pr}, \quad (2)$$

де $Level1$ – перший рівень цифрової трансформації процесу заготівлі продовольчої сировини на території сільської громади, що забезпечує формування бази даних; $Level2$ – другий рівень цифрової трансформації процесу заготівлі продовольчої сировини на території сільської громади, що забезпечує оперативне отримання потрібної інформації; Inf_{pr} – інформація про стан процесу заготівлі продовольчої сировини на території сільської громади.

Другий підцикл (Lsc_{II}) передбачає виконання третього рівня цифрової трансформації процесу заготівлі продовольчої сировини на території сільської громади ($Level3$), що стосується отримання потрібних знань щодо зазначеного процесу:

$$Lsc_{II} = (Level3) \rightarrow Know_{pr}, \quad (3)$$

де $Level3$ – третій рівень цифрової трансформації процесу заготівлі продовольчої сировини на території сільської громади, що забезпечує отримання потрібних знань; $Know_{pr}$ – знання про процес

заготівлі продовольчої сировини на території сільської громади.

Третій підцикл (Lsc_{III}) охоплює виконання четвертого та п'ятого рівнів цифрової трансформації процесу заготівлі продовольчої сировини на території сільської громади, що стосуються оцінення стану процесу і проектного середовища ($Level4$) та опису взаємозв'язків між складовими процесу заготівлі продовольчої сировини і складовими його проектного середовища ($Level5$):

$$Lsc_{III} = (Level4 \cup Level5) \rightarrow System_Know_{pr}, \quad (4)$$

де $Level4$ – четвертий рівень цифрової трансформації процесу заготівлі продовольчої сировини на території сільської громади, що забезпечує оцінення стану процесу та проектного середовища; $Level5$ – п'ятий рівень цифрової трансформації процесу заготівлі продовольчої сировини на території сільської громади, що забезпечує виконання опису взаємозв'язків між складовими процесу та складовими його проектного середовища; $System_Know_{pr}$ – системні знання про процес заготівлі продовольчої сировини на території сільської громади із врахуванням змін проектного середовища.

Четвертий підцикл (Lsc_{IV}) передбачає виконання шостого та сьомого рівнів цифрової трансформації процесу заготівлі продовольчої сировини на території сільської громади, що стосуються прогнозування складових проектного середовища та процесу з використанням обчислювального інтелекту ($Level6$) та обґрунтування ефективних планів заготівлі продовольчої сировини на території сільської громади ($Level7$):

$$Lsc_{IV} = (Level6 \cup Level7) \rightarrow Plan_effective_{pr}, \quad (5)$$

де $Level6$ – шостий рівень цифрової трансформації процесу заготівлі продовольчої сировини на території сільської громади, що забезпечує прогнозування складових проектного середовища та процесу з використанням обчислювального інтелекту; $Level7$ – сьомий рівень цифрової трансформації процесу заготівлі продовольчої сировини на території сільської громади, що забезпечує обґрунтування ефективних планів заготівлі продовольчої сировини на території сільської громади; $Plan_effective_{pr}$ – ефективний план заготівлі продовольчої сировини на території сільської громади.

У результаті виконання повного циклу цифрової трансформації процесу заготівлі продовольчої сировини на території сільських громад із використанням обчислювального інтелекту отримують множину результатів, що сприяють підвищенню його ефективності:

$$Effective_{pr} = Level^{1-7} : \{Lsc_I, Lsc_{II}, Lsc_{III}, Lsc_{IV}\} \rightarrow \{Inf_{pr}, Know_{pr}, System_Know_{pr}, Plan_effective_{pr}\} \cdot (6)$$

Запропонована системна модель цифрової трансформації процесу заготівлі продовольчої сировини на території сільських громад із використанням обчислювального інтелекту передбачає виконання семи рівнів, які входять до чотирьох підциклів. Вона лежить в основі вибору рівнів цифрової трансформації для кожної окремої сільської громади з врахуванням їх можливостей і потреби отримання бажаних результатів, а також є основою розроблення інструментарію для підтримки прийняття управлінських рішень під планування процесів заготівлі продовольчої сировини на території сільських громад із використанням обчислювального інтелекту.

Висновки. Виконаний аналіз діяльності сільських громад і наукових праць, які присвячені цифровій трансформації в різних сферах людської діяльності, дав змогу встановити доцільність формулювання задач, які стосуються розвитку сільських громад на основі цифрової їх трансформації з використанням обчислювального інтелекту та розроблення інструментарію для їх розв'язання, що потребує проведення відповідних досліджень. На підставі аналізу предметної галузі та сучасних досягнень у сфері інформаційних технологій сформульовано дванадцять різновидів задач, які стосуються розвитку сільських громад на основі цифрової їх трансформації з використанням обчислювального інтелекту, розв'язання яких забезпечить як розвиток цих громад, так і окремих процесів, які в них реалізуються. Запропонована системна модель цифрової трансформації процесу заготівлі продовольчої сировини на території сільських громад із використанням обчислювального інтелекту передбачає виконання семи рівнів, які входять до чотирьох підциклів, кожен із яких забезпечує отримання бажаного результату для підвищення ефективності зазначеного процесу. Виконано математичний опис повного циклу цифрової трансформації процесу заготівлі продовольчої сировини на території сільських громад із використанням обчислювального інтелекту з означенням отриманих результатів, що забезпечує вибір потрібних рівнів цифрової трансформації для кож-

ної окремої сільської громади з врахуванням їхніх можливостей. Розроблена системна модель цифрової трансформації процесу заготівлі продовольчої сировини на території сільських громад є основою розроблення інструментарію для підтримки прийняття управлінських рішень під час планування процесів заготівлі продовольчої сировини на території сільських громад із використанням обчислювального інтелекту. Подальші дослідження слід проводити в напрямі розроблення інструментарію для планування процесу заготівлі продовольчої сировини на території сільських громад із використанням обчислювального інтелекту.

Бібліографічний список

1. Використання штучних нейронних мереж для прогнозування складових гібридних проектів / А. Тригуба, В. Пташник, А. Татомир, Н. Коваль, І. Кондисюк. *Теорія і практика розвитку агропромислового комплексу та сільських територій*: матеріали XXII Міжнар. наук.-практ. форуму, 5-7 жовт. 2021р.: у 2 т. Львів: ННВК «АТБ», 2021. Т. 2. С. 96-100.
2. Євсюкова О. В. Цифрова спроможність територіальних громад в Україні: проблеми та перспективи. *Державне управління: удосконалення та розвиток*. 2021. 6. doi: 10.32702/2307-2156-2021.6.1.
3. Кузьомко В., Бурангулова В., Бурангулова В. Можливості використання штучного інтелекту в діяльності сучасних підприємств. *Економіка та суспільство*. 2021. 32. doi: 10.32782/2524-0072/2021-32-67.
4. Перспективні напрямки цифрової трансформації публічного управління / С. Квітка, Н. Новіченко, Н. Гусаревич, Н. Піскоха, О. Бардах, Г. Демощенко. *Аспекти публічного управління*. 2020. 8(4). С. 129-146.
5. Піжук О. І. Штучний інтелект як один із ключових драйверів цифрової трансформації економіки. *Економіка, управління та адміністрування*. 2019. 3(89). С. 41-46. doi: 10.26642/ema-2019-3(89)-41-46.
6. Планування змісту та часу виконання робіт у гібридних проектах із використанням штучних нейронних мереж / А. М. Тригуба, І. Л. Тригуба, І. В. Кондисюк, Н. Я. Коваль. *Управління проектами у розвитку суспільства: Управління проектами в умовах пандемії COVID-19*: тези доп. XVII Міжнар. конф. Київ: КНУБА, 2021. С. 279-284.
7. Прогнозування обсягів заготівлі сировини на території громад із використанням штучних нейронних мереж / А. Тригуба, І. Тригуба, Р. Чубик, І. Кондисюк, Н. Коваль, Я. Панюра. *Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2020. № 24. С. 143-151.
8. Разумей Г. Ю., Разумей М. М. Діджиталізація публічного управління як складник цифрової трансформації України. *Публічне управління та митне адміністрування*. 2020. 2 (25). С. 139-145. doi: 10.32836/2310-9653-2020-2.25.
9. Сидорчук А. В., Тригуба А. Н., Маланчук А. В. Оцінка цінностей сервісних програм аграрного произ-

водства. *MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture*. 2013. Vol. 15 (4). P. 153-159.

10. Сидорчук О. В., Тригуба А. М., Шолудько П. В. Особливості планування проектів та програм аграрного виробництва. *Управління проектами: стан та перспективи*: матеріали VI Міжнар. конф. Миколаїв: НУК, 2010. С. 313-316.

11. Цифрові громади: в Україні розпочато реалізацію пілотного проекту з електронного урядування в ОТГ. URL: <http://surl.li/chebl> (Last accessed: 20.05.2022).

12. Як створити «громаду у смартфоні»: необхідні інгредієнти. URL: <http://surl.li/chebn> (Last accessed: 20.05.2022).

13. Conceptual model of management of technologically integrated industry development projects / A. Tryhuba, I. Tryhuba, O. Bashynsky, I. Kondysiuk, N. Koval, L. Bondarchuk. *15th International Scientific and Technical Conference on Computer Sciences and Information Technologies (CSIT)*. 2020. 2. P. 155–158. doi: 10.1109/CSIT49958.2020.9321903.

14. Cugno M., Castagnoli R., Büchi G. Openness to Industry 4.0 and performance: the impact of barriers and incentives. *Technological Forecasting and Social Change*. 2021. Vol. 168. 120756. doi: 10.1016/j.techfore.2021.120756.

15. Forecasting the Risk of the Resource Demand for Dairy Farms Basing on Machine Learning / A. Tryhuba et al. *Proceedings of the 2nd International Workshop on Modern Machine Learning Technologies and Data Science (MoMLeT+DS 2020)*. 2020. 1. P. 327-340.

16. Research of the variable natural potential of the wind and energy energy in the northern strip of the ukrainian carpathians / O. Bashynsky et al. *6th International Conference: Renewable Energy Sources (ICoRES 2019)*. E3S Web of Conferences 154, 2020.06002. P. 68-72.

17. Schneider P. Managerial challenges of Industry 4.0: an empirically backed research agenda for a nascent field. *Rev. Manag. Sci.* 2018. 12 (3). P. 803–848. doi: 10.1007/s11846-018-0283-2.

18. Smart Sensors and Computer Devices for Agriculture, Food Production Process Control and Medicine / V. Romanov, I. Galelyuka, O. Voronenko, O. Kovyrova, S. Dzyadevych, L. Shkotova. *29th International Conference on Computer Theory and Applications ICCTA 2019*, 29-31 October 2019, Alexandria, Egypt. Alexandria, 2019. P. 9-12.

19. The Model of Projects Creation of the Fire Extinguishing Systems in Community Territories / A. Tryhuba, R. Ratushny, I. Tryhuba, N. Koval, I. Androshchuk. *Acta universitatis agriculturae et silviculturae mendelianae brunensis*. 2020. 68, 2. P. 419-431.

20. Tryhuba A. Computer model of resource demand planning for dairy farms. *Independent Journal of Management & Production (Special Edition ISE, S&P)*. 2021. 12(3). P. 138-149. URL: <http://www.ijmp.jor.br/index.php/ijmp/article/view/1531/1971> (Last accessed: 21.05.2022).

Стаття надійшла 03.07.2022

Розділ 9

ІНЖЕНЕРІЯ БЕЗПЕКИ ДОВКІЛЛЯ ТА БЕЗПЕКИ АГРОПРОМИСЛОВОГО ВИРОБНИЦТВА

УДК 631.3-331.45

ОЦІНКА ПРОФЕСІЙНОГО РИЗИКУ ПРАЦІВНИКІВ ХІМІЧНОГО ЗАХИСТУ РОСЛИН ОБПРИСКУВАННЯМ

**Василь Тимочко¹, к. т. н., Іван Городецький¹, к. т. н., Андрій Березовецький¹, к. т. н.,
Володимир Войналович², к. т. н., Олена Вісин³, к. і. н.**

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

²Національний університет біоресурсів і природокористування України,
вул. Героїв Оборони, 15, м. Київ, Україна,
e-mail: voynalovich@nubip.edu.ua,

³Луцький національний технічний університет,
вул. Львівська, 75, м. Луцьк, Україна,
e-mail: lena_visyn@ukr.net

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2022.26.185>

Тимочко В., Городецький І., Березовецький А., Войналович В., Вісин О. Оцінка професійного ризику працівників хімічного захисту рослин обприскуванням

Дослідження спрямоване на вивчення особливостей оцінки професійних ризиків травмування працівників під час обприскування сільськогосподарських культур. Обґрунтовано перелік можливих ризиків загроз, які зумовлюються ймовірним отруєнням працівників пестицидами, травмуванням робочими органами тракторів, обприскувачів та машин для приготування робочих сумішей, а також травмуванням працівників унаслідок дії інших небезпечних чинників. Рівень ризику виникнення небезпечних ситуацій розраховано за методикою експертних оцінок, як добуток показників ймовірності виникнення подій, важкості травмування та показника думки експертів.

Результати досліджень свідчать, що рівень ризику отруєння працівника пестицидом, травмування робочими органами трактора, обприскувача та машин для приготування робочих сумішей, а також травмування працівника внаслідок дії інших небезпечних чинників є середнім. Ступінь базового ризику виникнення небезпечної ситуації отруєння працівника пестицидом становить 36 балів, травмування працівника робочими органами трактора, обприскувача та машин для приготування робочих сумішей – 27 балів і травмування працівника іншими небезпечними чинниками становить 18 балів. Відповідно, для зниження рівня небезпеки потрібно використовувати додаткові заходи захисту.

Обґрунтовано додаткові організаційні та технічні заходи захисту від небезпек, а саме проведення щозмінного медичного огляду, резервування засобів індивідуального захисту, використання додаткового устаткування для оперативного контролю метеорологічних умов та навігатора для контролю за режимами руху агрегату і запобігання його пошкодженню перешкодами на полі тощо, які зменшують ймовірність травмування працівників. Використання запропонованих запобіжних заходів дасть змогу мінімізувати загрози здоров'ю працівників під час хімічного захисту рослин обприскуванням.

Ключові слова: професійний ризик, пестициди, обприскування, заходи безпеки.

Tymochko V., Horodetskyi I., Berezovetskyi A., Voynalovich O., Visyn O. Assessment of the occupational risk of employees engaged in chemical plant protection by spraying

The work aims to study peculiarities of assessing occupational risks of injury to workers during when spraying agricultural crops. The list of possible risks of threats caused by the probable poisoning of workers with pesticides, injury by the tractor operating bodies, sprayers and machines for mixture preparing, as well as injury to workers due to the action of other dangerous factors, is substantiated. The level of risk of dangerous situations is estimated according to the method of expert assessments, as a product of the indicators of the probability of event occurrence, the severity of injury and the indicator of expert opinion.

The research results indicate that the level of risk of the workers' pesticide poisoning of workers, injury by the operating bodies of a tractor, sprayer and machines for working mixtures preparing, as well as injury to the worker due to the action of other dangerous factors is average. It is revealed that the degree of the basic risk of occurrence of a dangerous situation of

poisoning an employee with a pesticide is 36 points, injury to an employee by the working bodies of a tractor, sprayer and machines for working mixtures preparing is 27 points, and injury to an employee by other dangerous factors is 18 points. Therefore, additional protective measures should be used to reduce the level of danger.

Additional organizational and technical measures to protect against hazards are substantiated, namely, medical examination before every shift, need to reserve the personal protective equipment, use of additional equipment for operational control of meteorological conditions and a navigator to control the modes of movement of the unit and prevent its damage by obstacles on the field, etc., which reduce the probability of injury to workers. The use of proposed precautionary measures will make it possible to minimize threats to the workers' health during the chemical protection of plants by spraying.

Key words: occupational risk, pesticides, spraying, safety measures.

Постановка проблеми. Упровадження інтенсивних технологій у рільництві потребує застосування великої кількості хімічних засобів, значну частину з яких становлять пестициди – препарати, які використовують для знищення шкідників сільськогосподарських рослин, контролю їх активності й поширення, боротьби з бур'янами та хворобами сільськогосподарських рослин. Більшість пестицидів – це біологічно активні речовини, тому вони діють не тільки на об'єкти, проти яких застосовуються, а також є потенційно небезпечними для довкілля та людини [12].

Ризики отруєнь, професійних захворювань, які пов'язані з використанням пестицидів й агрохімікатів у сільськогосподарському виробництві, створюють серйозну соціально-економічну проблему й залишаються досить високими.

Роботодавці зобов'язані забезпечувати виконання нормативних документів і оцінювати ризики, що виникають у технологічних процесах хімічного захисту рослин, розробляти відповідні організаційні та технічні заходи, необхідні для запобігання або зменшення ризиків травмування, професійних захворювань працівників, пошкодження обладнання, пристроїв та інструментів. Недотримання вимог щодо безпечного використання пестицидів під час сільськогосподарських робіт призводить до зростання ризиків гострих та хронічних отруєнь або в майбутньому до професійних захворювань [1].

Особливо актуальними залишаються питання оцінювання професійного ризику внаслідок дії хімічних речовин у системі «людина – умови праці» під час технологічних процесів механізованого обприскування сільськогосподарських культур та розроблення на цій основі профілактичних заходів запобігання отруєнням і професійним захворюванням.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Законодавство України встановлює вимоги безпеки працівників під час роботи з отрутохімікатами [1; 4–6; 14; 15; 19]. Ці вимоги є обов'язковими для роботодавців і працівників, які виконують роботи з використанням пестицидів. У нормативній до-

кументації не наведено переліку можливих ризиків, методики їх оцінки і заходів щодо запобігання.

Питання умов праці, безпеки та шкідливостей, які виникають у виробничій зоні під час робіт з хімічного захисту сільськогосподарських культур, та розробки заходів щодо покращання безпеки праці в технологічних процесах, пов'язаних із застосуванням пестицидів й агрохімікатів у сільськогосподарському виробництві, досліджувала низка науковців [1; 2; 10; 12; 20; 21; 25; 27].

Загальні методи управління безпекою праці в проектах аграрного виробництва, методики аналізу безпеки різних технологічних процесів для вдосконалення управління охороною праці наведено у праці [20]. Водночас питання щодо захисту від негативного впливу пестицидів (або його мінімізації) на працівників, які обприскують сільськогосподарські культури, питання аналізу безпеки та обґрунтування способів зменшення впливу пестицидів на працівників у вітчизняних статтях недостатньо висвітлені.

Результати досліджень щодо розробки, вдосконалення і використання методів аналізу процесів формування, виникнення аварій та виробничих травм, а також результати їх застосування під час виконання практичних завдань наведено в багатьох публікаціях вітчизняних і закордонних учених [2; 3; 21; 22; 23–26]. Розроблені методи ґрунтуються на логічному аналізі небезпечних ситуацій, пошуку виробничих безпеки, обставин та умов їх утворення і розвитку, що уможлиблює завчасне вжиття заходів для уникнення дії потенційних небезпечних чинників ще до початку виникнення травмонезбезпечних чи розвитку катастрофічних ситуацій. Методи побудови схем відмов і помилок операторів різних складних систем передбачають також математичну обробку моделей з метою одержання кількісних значень ймовірностей небажаних випадкових подій. Визначені параметри рівня безпеки можна використати під час планування організаційних заходів і розробки та вдосконалення конструкцій технічних засобів і пристроїв безпеки, зниження чи уникнення їх безпеки тощо.

У праці словацьких та чеських вчених [26] запропоновано вивчати ризики та розробляти заходи безпеки за допомогою методу експертних оцінок. Цей метод уможливорює визначення ймовірності і наслідків небезпечних подій, а також враховує думку експертів у галузі. Для розрахунку

рівня ризику автори наводять таблицю з характеристиками і значеннями: P – ймовірності виникнення події, D – результату виникнення події, V – думки експертів щодо рівня впливу ймовірності подій та наслідків на ризик і R – рівня ризику (табл. 1).

Таблиця 1. Характеристики та значення ймовірностей, результатів, наслідків подій, експертних оцінок та рівні ризиків за даними [26]

Table 1. Characteristics and values of probabilities, results, consequences of events, expert evaluation and risk levels according to data of [26]

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.
2	Несуттєвий – несуттєві травми, хвороби, початок професійного захворювання, невеликі фінансові та матеріальні втрати.
3	Значний: серйозна травма, що вимагає госпіталізації, вищі фінансові та матеріальні втрати.
4	Суттєвий/критичний – важкі професійні травми з постійними наслідками, професійні захворювання, високі фінансові і матеріальні втрати.
5	Катастрофічні – фатальні, масові травми, непоправні втрати, що призводять до ліквідації об'єкта.
<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.

Рівень ризику R розраховують за формулою

$$R = P \cdot D \cdot V. \quad (1)$$

На підставі оцінки рівня ризику обґрунтовують профілактичні заходи, які уможливають мінімізацію загроз травмування працівників. Запропонована методика може бути використана для дослідження різних травмонебезпечних виробничих процесів, зокрема під час хімічного захисту рослин обприскуванням.

Постановка завдання. Метою роботи є обґрунтування переліку можливих професійних ризиків працівників під час хімічного захисту сіль-

ськогосподарських культур обприскуванням, визначення рівнів небезпеки та обґрунтування заходів щодо запобігання їм.

Виклад основного матеріалу. Обприскування дає змогу наносити пестициди на оброблювану поверхню у вигляді крапель високої дисперсності розчинів, суспензій або емульсій. Під час внесення пестицидів у повітрі можуть утворюватися високі концентрації шкідливих речовин.

Методологія аналізу професійного ризику під час обприскування ґрунтується на відомих методах аналізу ризику, її широко застосовують у

світовій практиці під час оцінки небезпек. Аналіз професійного ризику передбачає дослідження несприятливих наслідків дій небезпеки на об'єкти впливу та обґрунтування управлінських рішень щодо зменшення рівня ризику.

Рівень шкідливого впливу пестициду на здоров'я людини, а отже, й ризику для неї залежать від сукупної дії багатьох чинників. Насамперед це клас небезпеки пестициду, фізико-хімічні властивості препарату, хімічний склад пестициду, його оральна, інгалятивна, шкірно-резорбтивна токсичність, коефіцієнти кумуляції та мутагенності, способи та технології застосування на полі, температура, вологість повітря, швидкість і напрям вітру, обсяги та розташування оброблюваної площі відносно місця розташування пунктів приготування препарату і заправки обприскувачів.

Додатковими чинниками, що підвищують професійний ризик, є неправильна організація транспортування та зберігання пестицидів, помилковий вибір препаратів, помилки під час розрахунків доз внесення, порушення вимог щодо безпеки праці на всіх етапах роботи з токсичними речовинами, використання невідповідних до типу пестициду засобів захисту або їх ігнорування.

Важливу роль для рівня професійного ризику відіграє технологічна забезпеченість процесу, а саме технічні характеристики та технічний стан технологічного обладнання, що впливають на рівні механізації та автоматизації робіт, а отже, й ступінь можливого контакту працівників із пестицидами, точність дозування та виконання інших технологічних операцій.

На сьогодні в Україні діють нормативні документи [5; 6; 19], що є частиною санітарного законодавства і законодавства з охорони праці, які є обов'язковими для дотримання всіма підприємствами, установами і організаціями, приватними господарствами та особами, що виконують будь-які дії з пестицидами. Порушення цих правил є підставою для цивільно-правової, дисциплінарної, адміністративної або кримінальної відповідальності відповідно до чинного законодавства.

У нормативному документі [6] сформульовано вимоги до осіб, яких допускають до роботи з пестицидами. Зокрема, такі особи повинні пройти медичний огляд, спеціальну підготовку та отримати відповідні посвідчення, допуск і наряд на виконання робіт з пестицидами. До роботи з пестицидами не допускають осіб, які не досягли 18-річного віку, вагітних і жінок, що годують грудьми. Дітей шкільного віку не можна допускати до роботи з пестицидами і на оброблених ними полях.

Тривалість роботи з пестицидами першого і другого класів небезпеки не повинна перевищувати 4 годин, з іншими – 6 годин на добу.

Адміністрація підприємства, установи, організації, господарства зобов'язана надавати працівникам, які працюють з пестицидами, засоби механізації, спеціальний одяг і спецвзуття, засоби захисту рук, органів дихання, зору, проводити навчання з правил безпеки праці.

В Україні діє ДСТУ EN ISO 4254-6:2015, який встановлює вимоги безпеки до конструкції та виробництва навісних, напівнавісних, причіпних та самохідних сільськогосподарських обприскувачів і машин для внесення рідких добрив, призначених для використання лише одним оператором, а також до методів контролю (оцінки) зазначених вимог. Крім того, у ньому відображено вимоги експлуатаційної безпеки (включаючи залишкові ризику), які мають надаватись виробниками машин [7].

В Україні застосовують пестициди, які здебільшого виробляють у країнах ЄС, США та Китаї. Методика вибору типу засобів індивідуального захисту (ЗІЗ) чи засобів індивідуального захисту органів дихання (ЗІЗОД) передбачає ідентифікацію шкідливої речовини, а також визначення її концентрації в повітрі робочої зони за допомогою санітарно-гігієнічних досліджень. Залежно від хімічного складу газоподібних речовин слід обирати тип протигазового або комбінованого фільтра. Згідно з європейською класифікацією, типи фільтрувальних коробок за призначенням і маркуванням здебільшого відрізняються від типів, маркування та призначення протигазових і комбінованих фільтрів, які виготовляють за чинними в Україні стандартами [8].

Нормативний документ [11] вимагає, щоб для підбору відповідного класу ефективності ЗІЗОД спочатку обчислювали необхідний коефіцієнт захисту. Процедура передбачає проведення ідентифікації шкідливої речовини, що перебуває в повітрі робочої зони, і визначення її середньозмінної концентрації.

В умовах виробництва виконати цю процедуру досить складно, оскільки вона потребує використання спеціального лабораторного обладнання. Тому, на нашу думку, особа, відповідальна за організацію і виконання операції обприскування в агропромисловому підприємстві, повинна мати достатню інформацію про властивості пестициду, який потрібно застосувати, враховувати особливості технологічного процесу та його технічне забезпечення (стан тракторів, особливості обприскувачів, режими їх роботи тощо), кліматичні

чні умови (температура повітря, вологість, швидкість і напрям вітру) та відповідно вибирати ЗІЗОД. Тому важливо, щоб повна інформація про особливості безпеки застосування всіх видів пестицидів була доступною для виробничників або її можна було знайти у супровідній документації на конкретний отрутохімікат. Основними документами, які містять інформацію про пестициди та агрохімікати, що зареєстровані і можуть застосовуватися в Україні, є «Державний реєстр...», «Посвідчення про державну реєстрацію» та «Етикетка» [4; 13; 16]. Лише ця інформація є доступною для виробників сільськогосподарської продукції, які застосовують пестициди. У цих документах наводять обмежені дані щодо найменування та вмісту діючої речовини, виробника, сфери застосування (перелік сільськогосподарських культур), норми витрати препарату, класу небезпечності пестицидів та іншу інформацію, яка не дає змоги виробникам сільськогосподарської продукції повною мірою безпечно їх застосовувати.

Згідно з нормативним документом [6], усі роботи з пестицидами слід проводити в ранні ранкові (до 10) і вечірні (18–22) години за мінімальних висхідних повітряних потоків. Як виняток допускається обприскувати поля в денні години за умови похмурої і прохолодної погоди з температурою навколишнього повітря нижче +10 °С. У зоні роботи з пестицидами необхідно обладнати місце для відпочинку і вживання їжі, які забезпечити бачками з питною водою, рукомийником і медичною аптечкою. Це місце повинно розташовуватися не ближче 200 метрів від межі застосування пестицидів.

Розчини пестицидів мають готувати і заправляти ними апаратуру на стаціонарних пунктах підготовки з використанням засобів механізації виробничих процесів. Господарства повинні бути забезпечені пересувними агрегатами для приготування розчинів і заправки обприскувачів. Майданчики вузлів підготовки розчинів пестицидів і пунктів заправки обприскувачів повинні мати тверде покриття із забезпеченням стікання поверхневих вод у спеціальні бетоновані резервуари. Категорично забороняється готувати розчини пестицидів безпосередньо в полі без засобів механізації. Однак дотримання таких вимог не завжди можуть забезпечити в невеликих фермерських господарствах через відсутність достатніх коштів на придбання технічних засобів, а також використання орендованих земельних ділянок, на яких немає змоги обладнати майданчики для приготування розчинів і заправки обприскувачів.

До місць внесення на полях розчини пестицидів повинні доставляти у спеціальних ємностях. Під час заправки і завантаження апаратів машин не допускається протікання або розсипання пестицидів.

До початку роботи всі машини, механізми і апаратура повинні бути відремонтовані, перевірені на герметичність комунікацій і фільтрувальних пристроїв шляхом заповнення водою та інертними речовинами, а також відрегульовані на необхідні норми витрати.

Забороняється здійснювати ремонт (за винятком незначного) і регулювання апаратури за наявності в ній пестицидів. У разі незначних пошкоджень ремонтні роботи проводять за вимкнених механізмів із застосуванням засобів індивідуального захисту. За серйозних пошкоджень машин і апаратури їх звільняють від пестицидів, знезаражують і доставляють на пункт ремонту. Їх справність перевіряють за допомогою води та інертних речовин.

Щодо впливу погоди, то обприскування вентиляторними і штанговими обприскувачами допускається за швидкості вітру до 3 м/с (дрібно-крапельне) і до 4 м/с (великокрапельне). Під час застосування пестицидів працівники відносно машин і апаратів повинні перебувати з урахуванням напрямку вітру з тим, щоб не допустити потрапляння пестицидів у зону дихання працівників.

Санітарна зона щодо населених пунктів, тваринницьких комплексів, місць проведення ручних робіт з догляду за сільськогосподарськими культурами, водойм і місць відпочинку за умови вентиляторного обприскування повинна бути не менше 500 м, за штангового – 300 м. Обробка посівів у цих зонах допускається за напрямку вітру від населених пунктів та інших об'єктів санітарного захисту.

Свідоме порушення вимог нормативних документів під час підготовки та внесення пестицидів значно підвищує професійні ризики. Під час обприскування також можуть виникати значні непередбачувані зміни умов виконання операції, які можуть створити додаткові ризики для працівників. Зокрема, погодні умови часто є мінливими, що може зумовити різку зміну швидкості та напрямку вітру. У процесі роботи можуть виникати різноманітні несправності та відхилення від нормальної роботи агрегатів. Важливу роль відіграє «людський чинник», який призводить до помилок під час вибору типу ЗІЗОД, встановлення норм внесення пестициду, помилок під час виконання операцій тощо. Усі ці умови мають ймовірнісний характер і потребують дослідження.

Відповідно, одним із завдань цієї роботи було обґрунтування переліку можливих ризиків, визначення їхніх рівнів та обґрунтування заходів щодо запобігання їм під час хімічного захисту обприскуванням сільськогосподарських культур.

Для аналізу професійних ризиків розглянемо основні види загроз під час небезпечних ситуацій у процесах обприскування сільськогосподарських культур, а саме: 1) отруєння працівника пестицидами; 2) травмування працівника робочими органами трактора, обприскувача та машин для приготування робочих сумішей; 3) дія інших чинників на працівника.

Ризик виникнення таких поширених трьох небезпечних ситуацій можна оцінити як поєднан-

ня важкості наслідків та ймовірності виникнення небезпечної ситуації під час виробничої діяльності. Для розрахунку характеристик і значень ймовірностей, результатів, наслідків подій і рівнів ризику було використано методу, описану в роботі [26], та дані табл. 1. Ступінь базового ризику виникнення небезпечної ситуації визначали за формулою (1).

Результати визначення ймовірностей виникнення події, її результат з відповідними характеристиками та розраховані значення рівнів ризику, а також запропоновані заходи безпеки подано у табл. 2–4.

Таблиця 2. Отруєння працівника пестицидом під час виконання операції обприскування сільськогосподарських культур

Table 2. Poisoning of a worker with a pesticide during when spraying agricultural crops

Опис загрози	Значення			
	<i>P</i>	<i>D</i>	<i>V</i>	<i>R</i>
ЗІЗ не відповідають вимогам нормативних документів для конкретного пестициду	3	3	4	36
Вихід із ладу ЗІЗ під час роботи				
До роботи допущені працівники, які мають медичні протипокази до конкретного пестициду, які не виявлені під час медогляду				
Неуважність заправника під час заповнення обприскувача, що призвело до розливу робочого розчину пестициду				
Вихід із ладу пристрою для контролю рівня рідини заповнення цистерни				
Раптова зміна погодних умов на несприятливі (перевищення допустимої температури повітря, зміна напрямку та зростання швидкості вітру понад допустимі межі)				
Потрапляння парів пестициду в робочу зону допоміжних працівників внаслідок виходу з ладу (пошкодження) робочих органів агрегату, зміни швидкості і (або) напрямку вітру				
Потрапляння пестицидів на шкіру працівника внаслідок пошкодження ЗІЗ та робочих органів агрегату				
Витікання пестициду або робочої рідини на землю внаслідок виходу з ладу робочих органів агрегату				
Зміна погодних умов, що призвели до потрапляння парів отрутохімікату в зону відпочинку працівників				
Знесення пестицидів вітром до житлових чи тваринницьких будівель, на сусідні поля				
Заправка внаслідок несправностей здійснюється вручну без спеціальних засобів				
Штангу обприскувача переводять із транспортного положення у робоче та навпаки вручну				
Розгерметизація кабіни трактора в процесі роботи, що призводить до потрапляння парів пестициду у кабіну				
Вихід із ладу вентиляційної установка кабіни				
Обприскувач під час роботи вийшов з ладу, є підтікання робочої рідини				
Заходи безпеки				
1. Забезпечити працівників на робочих місцях комплектами резервних ЗІЗ для заміни їх у разі механічного пошкодження або виходу з ладу фільтрувальних елементів				
2. Проводити медичні огляди працівників перед допуском їх до виконання операцій обприскування				
3. Обладнати пункт приготування та заправки обприскувачів компактною метеостанцією				
4. Забезпечити поточний контроль технічного стану кабіни трактора та елементів вентиляційної установки				
5. Забезпечити поточний контроль технічного стану вузлів системи створення тиску та розподілу пестицидів				

Таблиця 3. Травмування працівника робочими органами трактора, обприскувача та машин для приготування робочих сумішей пестицидів

Table 3. Injury to a worker by the operating bodies of a tractor, sprayer and machines for preparing of mixtures of pesticides

Опис загрози	Значення			
	<i>P</i>	<i>D</i>	<i>V</i>	<i>R</i>
Пошкодження захисних огорожень карданних, пасових або ланцюгових передач агрегатів	3	3	3	27
Перевищення допустимої швидкості руху агрегату на полі через неухважність працівника				
Вихід із ладу гальмівної системи трактора				
Вихід із ладу або пошкодження під час роботи підніжок, перил та захисних огорожень трактора, обприскувача або машини для приготування робочої суміші				
Вихід із ладу механізмів піднімання і фіксування штанги обприскувача				
Вихід із ладу причіпного пристрою обприскувача, страхувального ланцюга тощо				
Вихід із ладу звукової або світлової сигналізації агрегату				
Заходи безпеки				
1. Забезпечити постійний контроль технічного стану захисних огорожень карданних, пасових або ланцюгових передач агрегатів				
2. Обладнати трактор навігатором із високоточною системою паралельного водіння GPS				
3. Забезпечити постійний контроль технічного стану вузлів та агрегатів трактора, обприскувача, машин для приготування робочих сумішей пестицидів				

Таблиця 4. Травмування працівника в результаті дії інших небезпечних чинників

Table 4. Injury to an employee by other dangerous factors

Опис загрози	Значення			
	<i>P</i>	<i>D</i>	<i>T</i>	<i>R</i>
Ураження струмом внаслідок контакту штанги з проводами лінії електропередачі	2	3	3	18
Помилка і неправильна оцінка відстані до стовпа лінії електропередачі з наїздом на опору та її падіння з контактом деталей агрегату з проводами лінії електропередачі				
Термічна травма працівника при дотику до гарячих вузлів і частин агрегату				
Надмірна дія шуму та вібрації на працівників унаслідок пошкодження вузлів та агрегатів				
Вихід із ладу електроізоляції проводів на стаціонарному пункті приготування робочих сумішей пестицидів				
Вихід із ладу електричних запобіжних пристроїв на стаціонарному пункті приготування робочих сумішей пестицидів				
Заходи безпеки				
1. Підготовка поля перед виконанням операції і занесення всіх потенційно небезпечних об'єктів на електронну карту навігатора чи попередження оператора				
2. Внесення до програми навчання працівників питання електробезпеки під час аварійних ситуацій				
3. Забезпечення постійного контролю електробезпеки трактора, обприскувача, машин для приготування робочих сумішей пестицидів				

Аналіз даних табл. 2–4 свідчить про те, що ступінь базового ризику виникнення небезпечної ситуації отруєння працівника пестицидом становить 36 балів, травмування працівника робочими органами трактора, обприскувача та машин для приготування робочих сумішей – 27 балів і травмування працівника іншими небезпечними чинниками – 18 балів, що відповідає середньому рівню – ризик не може бути прийнятним без захисних заходів. Такий високий рівень ризику свідчить про те, що навіть за умов виконання чинних вимог нормативних документів щодо безпеки праці під час обприскування, внаслідок дії чинників ймовірного характеру, можуть виникати небезпечні ситуації травмування (отруєння) працівників. Це зумовлює потребу використання додаткових заходів безпеки.

Враховуючи те, що під час роботи працівник може механічно пошкодити ЗІЗ, то доцільно забезпечити працівників на робочих місцях комплектами резервних ЗІЗ для термінової заміни їх у польових умовах. Це стосується також потреби мати резервні фільтрувальні елементи для засобів індивідуального захисту органів дихання.

Періодичні медичні огляди працівників, яких допускають до роботи з пестицидами, призначені для своєчасного виявлення ранніх ознак гострих і хронічних професійних захворювань (отруєнь), загальних та виробничо зумовлених захворювань у працівників, вирішення питання щодо можливості для працівника продовжувати роботу в умовах дії конкретних шкідливих та небезпечних виробничих факторів і трудового процесу, розробки індивідуальних та групових лікувально-профілактичних та реабілітаційних заходів для працівників, які за результатами медичного огляду належать до групи ризику, та проведення відповідних оздоровчих заходів [6; 17]. Однак у працівників можуть виникати відхилення в стані здоров'я в умовах дії шкідливих і небезпечних виробничих факторів і трудового процесу обприскування. Тому перед початком робочої зміни та після роботи слід проводити щозмінні медичні огляди працівників, які задіяні в процесі обприскування.

З метою запобігання негативному впливу на технологічний процес обприскування раптової зміни погодних умов на несприятливі (перевищення допустимої температури повітря, зміна напрямку та зростання швидкості вітру понад допустимі межі) доцільно обладнати пункт приготування та заправки обприскувачів компактною метеостанцією, що може контролювати напрям і швид-

кість вітру, температуру, вологість повітря і передавати дані у реальному часі на будь-який смартфон, що дає змогу менеджеру ухвалити правильне рішення щодо можливості безпечного виконання обприскування.

Травмуванню працівника робочими органами трактора, обприскувача та машин для приготування робочих сумішей можна запобігти запровадженням поточного контролю технічного стану вузлів та систем машинно-тракторного агрегату, технічного стану захисних огорожень карданних, пасових або ланцюгових передач тощо.

Значну кількість небезпечних ситуацій під час виконання обприскування, які зумовлені помилками тракториста під час водіння агрегату (перевищення швидкості руху на розворотах, наїзди на перешкоди, опори ліній електропередачі), можна запобігти за рахунок підготовки поля перед роботою і використання агронавігатора. Для цього потрібно нанести всі потенційно небезпечні об'єкти на полі, які не можна усунути, на електронну карту агронавігатора.

Обґрунтовані заходи безпеки мають бути враховані під час розробки правил безпеки праці та інструкцій з охорони праці хімічного захисту рослин обприскуванням.

Висновки. У роботі проаналізовано ризики травмування працівників під час обприскування. Встановлено, що ступінь базового ризику виникнення небезпечної ситуації отруєння пестицидом, травмування робочими органами трактора, обприскувача та машин для приготування робочих сумішей, а також травмування працівника іншими небезпечними чинниками відповідає середньому рівню.

За методикою експертної оцінки, ступінь базового ризику виникнення небезпечної ситуації отруєння працівника пестицидом становить 36 балів, травмування працівника робочими органами трактора, обприскувача та машин для приготування робочих сумішей – 27 балів і травмування працівника іншими небезпечними чинниками – 18 балів. Відповідно, ризик не може бути прийнятним без захисних заходів.

Обґрунтовано додаткові організаційні і технічні рішення безпеки для уникнення загрози здоров'ю працівників під час хімічного захисту рослин обприскуванням. Реалізація пропонованих рекомендацій на практиці сприятиме створенню більш безпечного виробничого середовища, запобігатиме небезпечним подіям формування травмонезбезпечних ситуацій під час обприскування.

Бібліографічний список

1. Аналіз нормативної бази безпеки праці для механізованого обприскування сільськогосподарських культур / В. О. Тимочко, І. М. Городецький, А. П. Березовецький, О. В. Войналович, О. О. Вісин. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. 2021. Vol. 12, No 2. P. 23–31.
2. Використання методів менеджменту безпеки процесів в аграрному виробництві / І. М. Городецький, І. Б. Мазур, Н. Г. Городецька, Ю. О. Ковальчук. *Вісник Львівського національного аграрного університету. Агроінженерні дослідження*. 2013. № 17. С. 35–39.
3. Вплив обставин на формування небезпечних ситуацій аграрного виробництва / І. М. Городецький, І. Б. Мазур, Н. Г. Городецька, А. П. Березовецький. *Вісник Львівського національного аграрного університету. Агроінженерні дослідження*. 2017. № 21. С. 162-166.
4. Державний реєстр пестицидів і агрохімікатів, дозволених до використання в Україні. URL: <https://menr.gov.ua/content/derzhavniy-reestr-pesticidiv-agrohimikativ-dozvolenih-do-vikoristannya-v-ukrainidopovnennya-z-01012017-zgidno-vimog-postanovikabinetu-ministriv-ukraini-vid-21112007-1328.html> (дата звернення: 10.06.2022).
5. ДСанПіН 8.8.1.2.3.4-000-2001. Допустимі дози, концентрації, кількості та рівні вмісту пестицидів у сільськогосподарській сировині, харчових продуктах, повітрі робочої зони, атмосферному повітрі, воді водоймищ, ґрунті. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/rada/show/v0137588-01> (дата звернення: 10.06.2022).
6. ДСП 8.8.1.2.001-98. Транспортування, зберігання та застосування пестицидів у народному господарстві: наказ Міністерства охорони здоров'я України від 03.08.1998 р. № 1. [Чинний від 03.08.1998 р.]. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/rada/show/v0001282-98#Text> (дата звернення: 08.06.2022).
7. ДСТУ EN ISO 4254-6:2015. Сільськогосподарські машини. Вимоги безпеки. Ч. 6: Обприскувачі та розподільники рідких добрив (EN ISO 4254-6:2009, IDT). Київ: Держстандарт, 2015.
8. ДСТУ 7239:2011. Система стандартів безпеки праці. Засоби індивідуального захисту. Загальні вимоги та класифікація. [Чинний від 02.02.2011]. Вид. офіц. Київ: Держспоживстандарт України, 2011. 20 с.
9. Калініченко В. М., Міщенко О. В., Колеснікова Л. А. Інтегральний показник екологічних ризиків застосування пестицидів. *Екологічні інновації у підвищенні економічної та продовольчої безпеки України*: колективна монографія / за ред. О. О. Горба, Т. О. Чайки, І. О. Яснолоб. Полтава: Укрпромторгсервіс, 2020. С. 77-86.
10. Нормування впливу пестицидів на безпеку життєдіяльності і довкілля / В. О. Тимочко, А. П. Березовецький, В. І. Федорчук-Мороз, О. О. Вісин. *Безпека життя і діяльності людини – освіта, наука практика*: матеріали XVIII Міжнар. наук.-метод. конф. (Луцьк, 23-24 квіт. 2020 р.). Луцьк: ІВВ Луцьк. НТУ, 2020. С. 92-95.
11. НПАОП 0.00-1.04-07. Правила вибору та застосування засобів індивідуального захисту органів дихання. [Чинний від 28.12.2007 р.]. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0285-08> (дата звернення: 04.05.2022).
12. Охорона праці під час застосування пестицидів на підприємствах сільського господарства: монографія / О. В. Войналович та ін. Київ: Едельвейс, 2017. 167 с.
13. Порядок проведення державних випробувань, державної реєстрації та перереєстрації, видання переліків пестицидів і агрохімікатів, дозволених до використання в Україні: Постанова Кабінету Міністрів України від 4 берез. 1996 р. № 295. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/295-96-%D0%BF> (дата звернення: 04.05.2022).
14. Правила охорони праці у сільськогосподарському виробництві: затв. наказом Міністерства соціальної політики України від 29.08.2018 р. № 1240. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z1090-18#Text> (дата звернення: 10.06.2022).
15. Про забезпечення санітарного та епідемічного благополуччя населення: Закон України від 24.02.1994 р. № 4005-XII. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/4004-12> (дата звернення: 08.06.2022).
16. Про затвердження зразків Посвідчення про державну реєстрацію, дозволу на використання залишків пестицидів і агрохімікатів, дозволу на виготовлення та застосування дослідних партій вітчизняних пестицидів і агрохімікатів і зразка етикетки: наказ Міністерства охорони навколишнього природного середовища України від 08.11.2006 р. № 490. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z1226-06> (дата звернення: 10.04.2022).
17. Про затвердження Порядку проведення медичних оглядів працівників певних категорій: наказ Міністерства охорони здоров'я України від 21.05.2007 р. № 246. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0846-07#Text> (дата звернення: 15.06.2022).
18. Про охорону праці: Закон України. URL: <http://zakon.rada.gov.ua/laws/main/2694-12> (дата звернення: 08.06.2022).
19. Про пестициди і агрохімікати: Закон України від 02.03.1995 р. № 87/95-ВР. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/86/95-%D0%B2%D1%80> (дата звернення: 08.06.2022).
20. Тимочко В. О., Березовецький А. П., Городецький І. М. Аналіз чинної правової і нормативної документації щодо безпеки використання пестицидів і агрохімікатів. *Безпека життя і діяльності людини – освіта, наука практика*: матеріали XVIII Міжнар. наук.-метод. конф. (Луцьк, 23-24 квіт. 2020 р.). Луцьк: ІВВ Луцьк. НТУ, 2020. С. 92-95.
21. Тимочко В. О., Городецький І. М., Березовецький А. П. Оцінка ризику під час роботи на металооброб-

них верстатах токарної групи. *Вісник Львівського національного аграрного університету. Агроінженерні дослідження*. 2018. № 22. С. 22-29.

22. Bujna M., Dostal P. Assessment of selected equipment by method FTA. *Acta universitatis agriculturae et silviculturae mendelianaе brunensis*. 2017. 5(65). P. 1655-1661.

23. Damalas C. A., Eleftherohorinos I. G. Pesticide exposure, safety issues, and risk assessment indicators. *Int. J. Environ. Res. Public Health*. 2011. 11. P. 1402–1408. doi: 10.3390/ijerph8051402.

24. Dermal exposure associated with occupational end use of pesticides and the role of protective measures / E. MacFarlane, R. Carey, T. Keegel, S. El-Zaemay, L. Fritschi.

Saf. Health Work. 2013. 4. P. 136–141. doi: 10.1016/j.shaw.2013.07.004.

25. Glass C. R., Machera K. Evaluating the risks of occupational pesticide exposure. *Hell. Plant Prot. J.* 2009. 2. P. 1-9.

26. Risk Assessment of Handling Loads in production process / E. Jankajova, M. Kotus, T. Holota, M. Zach. *Acta universitatis agriculturae et silviculturae mendelianaе brunensis*. 2016. 2(64). P. 449-453.

27. Sarwar M. The dangers of pesticides associated with public health and preventing of the risks. *Int. J. Bioinform. Biomed. Engineer*. 2015. 1. P. 130-136.

Стаття надійшла 25.06.2022

ЗМІСТ

Розділ 1

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

<i>Гошко З., Буртак В., Шевчук Р., Магац М., Барабаш Р.</i> Дослідження фізико-механічних властивостей плодів волоських горіхів	5
---	---

Розділ 2

МАШИНИ ТА РОБОЧІ ПРОЦЕСИ АГРОПРОМИСЛОВОГО ВИРОБНИЦТВА

<i>Гевко І., Станько А., Пік А., Леуцук Р., Гурик О.</i> Обґрунтування техніко-економічної ефективності використання гвинтових робочих органів зі щіткоподібною еластичною робочою поверхнею	13
<i>Коруняк П., Ніценко І., Шеремета Р.</i> Вібраційні пересувні пристрої у робототехнічних системах.....	22
<i>Корчак М., Рудь А., Грушецький С., Павельчук Ю.</i> Обґрунтування дискового робочого органа комбінованого способу обробітку ґрунту та процесу розрізання рослинних залишків кукурудзи	30
<i>Пасіка В., Коруняк П., Крента Н., Гончарук О.</i> Курсова робота з дисципліни «Теорія механізмів і машин» як підґрунтя майбутніх наукових досліджень	37
<i>Пилипака С., Воліна Т., Кресан Т., Захарова І.</i> Некруглі колеса, утворені конгруентними дугами, що перетинаються під прямим кутом	46

Розділ 3

ТЕХНОЛОГІЧНІ ПРОЦЕСИ ТА ЕФЕКТИВНЕ МАШИНОВИКОРИСТАННЯ В АГРОІНЖЕНЕРІЇ

<i>Таценко О.</i> Аналітичне дослідження роботи посівного комплексу Röttinger Terrasem С6 в умовах Сумщини	53
<i>Швець О., Коруняк П.</i> Підвищення ефективності просіювання зерна на віборешітному електросепараторі	64

Розділ 4

ЕНЕРГЕТИКА АГРОПРОМИСЛОВОГО КОМПЛЕКСУ

<i>Боярчук В., Сиротюк С., Сиротюк В., Коробка С., Пташник В., Баранович С., Шеремета Р.</i> Моделювання фотоелектричної панелі в середовищі LabVIEW	71
<i>Коробка С., Власовець В., Сиротюк С., Бабич М., Кригуль Р., Стукалець І.</i> Обґрунтування параметрів та режимів роботи теплового акумулятора з твердим акумулюючим матеріалом пористої структури для геліотермічних установок	77

Розділ 5

ЕЛЕКТРОТЕХНІЧНІ КОМПЛЕКСИ ТА СИСТЕМИ В АГРОПРОМИСЛОВОМУ ВИРОБНИЦТВІ

<i>Ковалишин С., Нестер Б., Пташник В., Швець О., Келбаса П., Мернік А., Сало Я.</i> Оцінка ефективності та оптимізації режимів передпосівної електростимуляції насіння соняшника	85
<i>Левонюк В.</i> Моделювання перехідних електромагнітних процесів у лінії електропередачі в режимах короткого замикання та неробочого ходу	94
<i>Чабан А., Федів Є., Сівакова О., Дробот І.</i> Стабілізація напруги вузла електричного навантаження за допомогою двоопераційних тиристорів	101

Розділ 6
НАДІЙНІСТЬ І ТЕХНІЧНИЙ СЕРВІС МАШИН

<i>Барабаш Р., Шарибура А., Гошко З., Кудринецький Р.</i> Організаційно-технологічна сумісність процесів технічного обслуговування автомобілів категорії N2	109
<i>Калахан О.</i> Електрохімія росту макротріщини як автономної стадії процесу корозійної втоми у титанових сплавах	114
<i>Колеснікова Т., Лиходій О., Махоркіна Т.</i> Експериментальне визначення механічних втрат у двигунах внутрішнього згорання з класичною та нетрадиційною конструкцією силового механізму	121
<i>Ляшук О., Гевко І., Гудь В., Хорошун Р., Гевко Б., Матвійшин А., Сіправська М.</i> Стенди для дослідження підвіски автомобіля	127
<i>Магац М., Городецький І., Гошко З., Гнатов А., Дацюк Ю.</i> Дослідження генераторної установки під дією вібрацій автомобільного двигуна	134
<i>Миронюк О., Шевчук В., Паславський Р., Сукач О.</i> Обґрунтування застосування фільтра очистки повітря паливного бака автомобіля	140
<i>Пономаренко О., Семерак В., Гавриляк О.</i> Концентрація напружень у пластині з двома рівними круговими отворами при розтягу	149

Розділ 7
МОДЕЛЮВАННЯ МАШИН, ПРОЦЕСІВ І СИСТЕМ В АГРОІНЖЕНЕРІЇ

<i>Федірко П., Девін В., Ткачук В., Бурдега В.</i> Виготовлення і математичні моделі апаратів високого тиску, підсилених обмотуванням склопластиком	159
<i>Худавердян Г., Хома В., Крайник Л.</i> Імітаційне моделювання руху полем повнопривідної колісної техніки у програмному середовищі MATLAB Simulink	164

Розділ 8
ІНФОРМАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА СИСТЕМИ. УПРАВЛІННЯ ПРОЄКТАМИ ТА ПРОГРАМАМИ В АГРОІНЖЕНЕРІЇ

<i>Железняк А., Пташник В., Смолінський В.</i> Основні компоненти вебдоступності програмного забезпечення для сільського господарства	171
<i>Тригуба А., Коваль Н., Тригуба І., Падюка Р., Боярчук О.</i> Системна модель цифрової трансформації сільських територіальних громад на основі обчислювального інтелекту	177

Розділ 9
ІНЖЕНЕРІЯ БЕЗПЕКИ ДОВКІЛЛЯ ТА БЕЗПЕКИ АГРОПРОМИСЛОВОГО ВИРОБНИЦТВА

<i>Тимочко В., Городецький І., Березовецький А., Войналович В., Вісин О.</i> Оцінка професійного ризику працівників хімічного захисту рослин обприскуванням.....	185
--	-----

CONTENT

Chapter 1 PHYSICAL, MECHANICAL AND TECHNOLOGICAL PROPERTIES OF SOILS, AGRICULTURAL AND RAW MATERIALS

<i>Hoshko Z., Burtak V., Shevchuk R., Mahats M., Barabash R.</i> Study of the physical and mechanical properties of walnuts	5
---	---

Chapter 2 MACHINES AND OPERATION PROCESSES OF AGRO-INDUSTRIAL PRODUCTION

<i>Hevko I., Stanko A., Pik A., Leshchuk R., Huryk O.</i> Justification of the technical and economic efficiency of the use of screw working bodies with a brush-like elastic working surface	13
<i>Koruniak P., Nishchenko I., Sheremeta R.</i> Vibration mobile devices in robotic systems	22
<i>Korchak M., Rud A., Hrushetskyi S., Pavelchuk Y.</i> Justification of the disk working body of combined soil tillage and the process of cutting corn plant residues	30
<i>Pasika V., Koruniak P., Krenta N., Honcharuk O.</i> Term paper on the Theory of mechanisms and machines as a basis for future scientific research	37
<i>Pylypaka S., Volina T., Kresan T., Zakharova I.</i> Non-circular wheels made by congruent arches intersected at a straight angle	46

Chapter 3 TECHNOLOGICAL PROCESSES AND EFFICIENT MACHINE USE IN AGROENGINEERING

<i>Tatsenko O.</i> Analytical study of the Pöttinger Terrasem C6 sowing complex operation in conditions of Sumy region	53
<i>Shvets O., Koruniak P.</i> Increasing the efficiency of grain sieving on a vibrating sieve electric separator	64

Chapter 4 POWER ENGINEERING OF THE AGRO-INDUSTRIAL COMPLEX

<i>Boiarchuk V., Syrotiuk S., Syrotiuk V., Korobka S., Ptashnyk V., Baranovych S., Sheremeta R.</i> Simulation of a photovoltaic panel in the LabVIEW environment	71
<i>Korobka S., Vlasovets V., Syrotiuk S., Babych M., Kryhul R., Stukalets I.</i> Justification of the parameters and operation modes of a thermal accumulator with a solid accumulative material of a porous structure for heliothermal installations	77

Chapter 5 ELECTROTECHNICAL COMPLEXES AND SYSTEMS IN AGRO-INDUSTRIAL PRODUCTION

<i>Kovalyshyn S., Nester B., Ptashnyk V., Shvets O., Kielbasa P., Miernik A., Salo Ya.</i> Assessment of the efficiency and optimization of the modes of pre-sowing electrical stimulation of sunflower seeds	85
<i>Levoniuk V.</i> Modeling of transient electromagnetic processes in a power transmission line in the short-circuit and non-operation modes	94
<i>Chaban A., Fediv E., Sivakova O., Drobot I.</i> Stabilization of the voltage of the electrical load unit by using two-operation thyristors	101

Chapter 6
RELIABILITY AND TECHNICAL SERVICE OF MACHINES

<i>Barabash R., Sharybura A., Hoshko Z., Kudrynetskyi R.</i> Organizational and technological compatibility of maintenance processes of N2 category car.....	109
<i>Kalakhan O.</i> Electrochemistry of macrocrack growth as an autonomous stage of the corrosion fatigue process in titanium alloys	114
<i>Kolesnikova T., Lykhodii O., Makhorkina T.</i> Experimental determination of mechanical losses in internal combustion engines with classical and non-traditional structure of the power mechanism.....	121
<i>Liashuk O., Hevko I., Hud V., Khoroshun R., Hevko B., Matviishyn A., Sipravska M.</i> Stands for car suspension research.....	127
<i>Mahats M., Horodetskyi I., Hoshko Z., Hnatov A., Datsiuk Y.</i> Study of a generator set under the influence of car engine vibrations.....	134
<i>Myroniuk O., Shevchuk V., Paslavskyi R., Sukach O.</i> Rationale for using a car fuel tank air filter	140
<i>Ponomarenko O., Semerak V., Havryliak O.</i> Concentration of stresses in plate with two equal circular holes by tension.....	149

Chapter 7
**MACHINES, PROCESSES AND SYSTEMS SIMULATION
IN AGROENGINEERING**

<i>Fedirko P., Devin V., Tkachuk V., Burdeha V.</i> Manufacturing and mathematical models of high-pressure apparatus reinforced with fiberglass winding	159
<i>Khudaverdian H., Khoma V., Krainyk L.</i> Simulation modeling of field movement of four-wheel drive vehicles in the MATLAB Simulink software environment	164

Chapter 8
**INFORMATION TECHNOLOGIES AND SYSTEMS.
PROJECT MANAGEMENT IN AGROENGINEERING**

<i>Zheliezniak A., Ptashnyk V., Smolinskyi V.</i> Main components of agricultural software web accessibility	171
<i>Tryhuba A., Koval N., Tryhuba I., Padiuka R., Boiarchuk O.</i> System model of the digital transformation of rural territorial communities based on computational intelligence	177

Chapter 9
**ENVIRONMENTAL ENGINEERING
AND AGRO-INDUSTRIAL PRODUCTION SAFETY**

<i>Tymochko V., Horodetskyi I., Berezovetskyi A., Voinalovych O., Visyn O.</i> Assessment of the occupational risk of employees engaged in chemical plant protection by spraying.....	185
---	-----

ДЛЯ ПОДАТОК

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

**ВІСНИК
ЛЬВІВСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО
УНІВЕРСИТЕТУ ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ**

Агроінженерні дослідження

№ 26

Редактор: Д. Б. Дончак
Коректори: Н. В. Скосарьова, М. Б. Опир
Технічний редактор: Н. І. Максимюк

Перелік наукових фахових видань України, категорія «Б» (технічні науки)
Накази МОН України № 409 від 17.03.2020 р., № 886 від 02.07.2020 р.
і № 1166 від 23.12.2022 р.

Наукове видання індексується в наукометричних базах даних:
Google Scholar; Національна бібліотека України імені В. І. Вернадського; Crossref

Видавець:
Львівський національний університет природокористування
вул. Володимира Великого, 1, м. Дубляни
Львівського р-ну Львівської обл., 80381,
Свідоцтво ДК № 6177 від 11.05.2018 р.

Підписано до друку 29.12.2022. Формат 60×84¹/₈.
Папір офс. Гарнітура «Таймс». Друк на різнографі.
Обл.-вид. арк. 20,49. Ум. друк. арк. 23,33.
Наклад 500. Зам. 340.

Друк Видавництво «Сполом»
вул. Краківська, 9, м. Львів, 79008
Свідоцтво суб'єкта видавничої діяльності
Серія ДК № 2038 від 02.02.2005 р.