

**ВІСНИК**  
**СУМСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО**  
**АГРАРНОГО УНІВЕРСИТЕТУ**

НАУКОВИЙ ЖУРНАЛ  
Видається 4 рази на рік.

*Редакційна колегія серії*

СЕРІЯ «Механізація та автоматизація виробничих процесів»

**Тарельник В.Б.**, доктор технічних наук,  
професор, редактор, Сумський  
національний аграрний університет  
(Україна)

ВИПУСК 2 (40), 2020

**Соларьов О.О.**, кандидат технічних наук,  
доцент, заступник редактора, Сумський  
національний аграрний університет  
(Україна)

**Зубко В. М., Комісар Є. О., Шелест М. С., Хворост Т. В., Данілов С. М.**  
Мобільна агрометеостанція для обприскувачів ..... 3

**Антошевський Б.**, доктор технічних наук,  
професор, Келецький технічний  
університет (Польща)

**Горовий С. О.** Динамічна стійкість ротора у випадку радіально - кутових  
коливань ..... 8

**Кундера Чеслав**, доктор технічних наук,  
професор, Келецький технічний  
університет (Польща)

**Саржанов О. А., Барабаш Г. І.** Обґрунтування вибору посівних комплексів  
вітчизняного виробництва методом математичного моделювання за  
критеріями експлуатаційних показників ..... 13

**Кирик Г.В.**, доктор технічних наук,  
доцент, Сумський національний аграрний  
університет (Україна)

**Яковлев В. Ф.** Експериментальне дослідження впливу параметрів біологічних  
об'єктів на вихідні характеристики пристрою контролю їх якості ..... 18

**Лобода В.Б.**, кандидат фізико-  
математичних наук, професор, заступник  
редактора, Сумський національний  
аграрний університет (Україна)

**Сердюк В. В., Плавинський В. І., Плавинська О. В.** Руйнування зерна  
робочими органами подрібнювача ударної дії ..... 23

**Коноплянченко Є.В.**, кандидат технічних  
наук, доцент, Сумський національний  
аграрний університет (Україна)

**Барабаш Г. І., Зубко В. М., Саржанов Б. О.** Залежність техніко-  
експлуатаційних показників роботи зернозбирального комбайна від режимів  
його роботи ..... 27

**Довжик М.Я.**, кандидат технічних наук,  
доцент, Сумський національний аграрний  
університет (Україна)

**Горовий С. О., Головченко Г. С.** Турбонасосний агрегат та його коефіцієнт  
корисної дії ..... 32

**Хінек Рубік**, кандидат технічних наук,  
Чеський університет наук про життя  
(Чехія)

**Гецович Є. М., Степанов О. В.** Система контролю функціонального стану  
водія у транспортному процесі ..... 36

**Девід Херак**, кандидат технічних наук,  
Чеський університет наук про життя  
(Чехія)

**Пугач В. І.** Активізація вивчення вищої математики студентами інженерних  
спеціальностей аграрних університетів ..... 40

**Сабадаш С.М.**, кандидат технічних наук,  
доцент, Сумський національний аграрний  
університет (Україна)

**Думанчук М.Ю.**, технічний редактор,  
Сумський національний аграрний  
університет (Україна)

Науковий журнал «Вісник  
Сумського національного аграрного  
університету. Серія «МЕХАНІЗАЦІЯ ТА  
АВТОМАТИЗАЦІЯ ВИРОБНИЧИХ  
ПРОЦЕСІВ» визнано фаховим виданням  
Категорії «Б» в галузі технічних наук  
(наказ МОН України  
від 24.09.2020 р. № 1188)

Науковий журнал «Вісник Сумського  
національного аграрного університету»  
індексується в Міжнародних  
наукометричних базах Index Copernicus,  
РІНЦ

Матеріали журналу знаходяться у вільному  
доступі на сайті  
<https://snau.edu.ua>

Усі статті проходять процедуру таємного  
рецензування. До публікації в журналі не  
допускаються матеріали, якщо є достатньо  
підстав вважати, що вони є плагіатом.  
Відповідальність за точність наведених  
даних і цитат покладається на авторів.  
Матеріали друкуються українською та  
англійською мовами.  
У разі цитування посилання на «Вісник  
Сумського національного аграрного  
університету» обов'язкове

Друкується згідно з рішенням  
вченої ради  
Сумського національного  
аграрного університету  
(Протокол № 5 від 26.10.2020 р.)

Адреса видавця та виготовлювача:  
40021, м. Суми,  
вул. Г. Кондратьєва, 160  
Телефон: (0542)70-10-42  
E-mail: [visnyk.snau@gmail.com](mailto:visnyk.snau@gmail.com)  
<https://snau.edu.ua>

Тираж 300 пр.  
Зам. №5

© Сумський національний  
аграрний університет, 2020

## МОБІЛЬНА АГРОМЕТЕОСТАНЦІЯ ДЛЯ ОБПРИСКУВАЧІВ

**Зубко Владислав Миколайович**кандидат технічних наук, доцент  
Сумський національний аграрний університет  
ORCID: 0000-0002-2426-2772  
email: [zubkovladislav@ukr.net](mailto:zubkovladislav@ukr.net)**Комісар Євгеній Олександрович**аспірант  
Сумський національний аграрний університет  
ORCID: 0000-0002-1535-9564  
email: [komisar.jeka@gmail.com](mailto:komisar.jeka@gmail.com)**Шелест Микола Сергійович**виробничий майстер  
Сумський національний аграрний університет  
ORCID: 0000-0001-5722-8944  
email: [koladj1992@gmail.com](mailto:koladj1992@gmail.com)**Хворост Тетяна В'ячеславівна**кандидат економічних наук, доцент  
Сумський національний аграрний університет  
ORCID: 0000-0002-8863-8126  
email: [khvorost.t83@gmail.com](mailto:khvorost.t83@gmail.com)**Данілов Сергій Михайлович**студент  
Сумський національний аграрний університет  
ORCID: 0000-0003-4055-5564  
email: [sergey.danilov97@gmail.com](mailto:sergey.danilov97@gmail.com)

*Якість проведення обприскування необхідно контролювати, як безпосередньо сидючи за кермом обприскувача, так же і дистанційно. Таким чином контролювати погодні умови та аналізувати параметри роботи обприскувача зможе інженер та агронома. До параметрів, які необхідно контролювати відноситься швидкість вітру, максимально допустиме значення до 5 м/с; температура повітря на рівні листа, (температури вищої, ніж вказано для даного пестициду, ефективність препарату може як знижуватись (для піретроїдів), так і підвищуватись (для карфентразону)); вологість повітря, висока вологість впливає на випаровування крапель з поверхні листа, а низька на норму внесення робочої рідини.*

*Інтеграція вищої освіти з сучасним аграрним бізнесом вказує на потреби останнього та ставить задачі для науки. Розроблена мобільна станція дозволяє контролювати процес внесення засобів захисту рослин та стимуляторів росту дистанційно. Отримана інформація з сенсорів дозволяє контролювати якість внесення препарату та аналізувати ефективність його внесення. Отримані дані зберігаються на хмарі і можуть бути використані у подальшому для аналізу ефективності вирощування продукції рослинництва.*

*Розроблена станція використовуються у Сумському НАУ для проведення обприскування дослідних полів.*

**Ключові слова:** метеостанція, обприскувач, сила вітру, температура, вологість.

DOI: <https://doi.org/10.32845/msnau.2020.2.1>

**Постановка проблеми.** Під час виконання обприскування аграріям важливо знати деякі погодні параметри для визначення допустимості проведення операції. До цих параметрів відносять температуру та вологість повітря, швидкість вітру.

Як правило, агрономи знають, що при високій температурі обприскування не проводиться. А ось показник вологості повітря багато не беруть до уваги, хоча вологість часто важливіше температури. Навіть якщо температура повітря буде нижче +25 °С, при низькій вологості втрати за рахунок випаровування дрібних крапель будуть значними.

Оптимальними умовами для проведення обприскування є: температура повітря від 12 до 25 °С, вологість повітря

70-80%, швидкість вітру не більше 5-6 м / с, відсутність опадів, в тому числі туману і роси. Відхилення від оптимальних умов можуть призвести до багаторазового зниження або відсутності ефективності обробки, а також можуть завдати шкоди навколишньому середовищу. У деяких випадках допустимі незначні (порогові) відхилення при використанні спеціальних добавок і технічних новинок, засобів, що не суперечать регламенту використання конкретних препаратів. [1].

Тому, перед проведенням обприскування рекомендуємо враховувати всі ці параметри та аналізувати можливі наслідки.

**Аналіз актуальних джерел.** Питанням впливу метеоро-

логічних факторів на операцію обприскування займалися багато вітчизняних та закордонних вчених. Серед них Литвин Ю.О. та Строкань О.В. створили автоматизовану метеостанцію моніторингу зовнішніх погодних умов на базі ТДАТУ. Вона має можливість відправляти зібрані метеорологічні дані на сервер, де вони можуть довгостроково зберігатись. Можливості метеостанції широкі, вона може надавати погодні дані та дані вологості ґрунту в режимі реального часу, а також на основі отриманих даних провести аналіз і вирахувати оптимальний термін обприскування [2].

Ефективність використання агрометеостанцій проаналізували Біліченко О.С та Кузьменко А.М. Вони визначили, що завдяки метеостанціям аграріям простіше визначати, які технології вирощування дали найкращі результати [3].

Питанням створення та аналіз користі використання агрометеостанцій займалися багато вчених: Полько М.І., Куриляк Д.Б., Заровський Р.В., Тригуба А.М., Шолудько П.В., Михалюк А.М., Рудинець М.В., Руденко М.В. та багато інших.

В даний час на ринку представлено безліч моделей метеостанцій різних виробників. Є як імпорتنі, так і вітчизняні варіанти гарної якості з широким набором функцій.

Вибираючи конкретну модель, в першу чергу, необхідно зіставляти набір можливостей приладу до потреб підприємства. При цьому сьогодні багато виробників компонують свої метеостанції подібним набором датчиків, які, відповідно, забезпечують схожі можливості моніторингу.

Погодний сервіс від Pessl дозволяє накопичувати і зберігати дані метеоспостережень в архіві тривалий час. Ці дані можуть стати незамінним матеріалом для аналізу виробничого року і отриманої врожайності.

Метеостанції виробництва Saïros дозволяють отримувати достовірну інформацію про фактичні погодні дані, опади, температуру, вологості листа, а також з метою протестувати заявлені можливості, такі як прогноз погоди, агромоделі захворюваності і атаки шкідників. За допомогою цього обладнання отримують також рекомендації по часу обприскування, засновані на прогнозі погоди [4].

Мобільна (переносна) метеорологічна станція AG Meteo Portable складається з: штатива з чохлом, основного блока метеостанції з датчиком температури і анемометром, датчик вологості і температури ґрунту, зарядного пристрою, зарядного пристрою в прикурювач, кейса для основного блоку.

Станція може відображати як локально показники на дисплеї, також передавати дані по GSM зв'язку через канал GPRS в систему «Агроконтроль». Основні показники, які може бачити агроном, а також які передаються на сервер: температура повітря; швидкість вітру; температура ґрунту; вологість ґрунту [5].

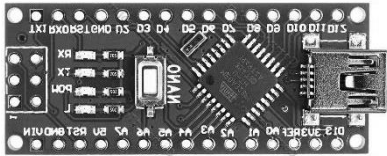

**Мета статті.** Обґрунтування параметрів мобільної агрометеостанції для штангових обприскувачів, що дозволить визначати реальні метеорологічні умови в зоні обприскування та контролювати властивості робочого розчину.




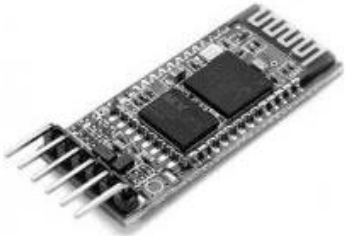

**Виклад основного матеріалу.** Сьогодні метеостанції - незамінний інструмент агронома, за допомогою якого можна отримати повну інформацію з полів для подальшого аналізу і конвертації, в кінцевому рахунку, в фінансовий прибуток аграріям. Розвиток систем моніторингу, до яких відносяться і метеостанції, за останні роки зробило крок далеко вперед.

Агрометеостанція необхідна для аналізу параметрів допустимих для проведення певних технологічних операцій на полі. В нашому випадку розглядаємо операцію обприскування, оскільки агрометеостанцію було розроблено для встановлення на штангу оприскувача. Це дає можливість механізатору, який знаходиться за кермом, бачити всі дані погодних умов в режимі online на екрані, що встановлюється в кабіні. Також є можливість агроному, який знаходиться поруч із агрегатом, проконтролювати отримані дані на екрані свого мобільного пристрою за допомогою спеціальної програми, яка передає дані за допомогою Bluetooth. Для контролю якісного проведення обприскування, ми вимірюємо температуру і вологість повітря, швидкості вітру та рН розчину.

В Таблиці 1 наведені модулі, які ми використовували для створення метеостанції та описуються їх функції.

Таблиця 1 - Назва та функції модулів

№ п/п	Назва модулю	Функція модулю	Фото
1.	Arduino nano	Мікроконтроллер, який поєднує роботу всіх датчиків та проводить обчислення.	
2.	Dallas ds18b20	Датчик температури цифровий. Вимірює температуру від - 55 ° C до + 125 ° C [6].	

№ п/п	Назва модулю	Функція модулю	Фото
3.	Sparkfun HTU21D	Датчик вологості і температури повітря, проте ми використовуємо його лише як датчик вологості. Використовує інтерфейс I2C. Точність вимірювання вологості повітря $\pm 2\%$ [7].	
4.	Датчик Холла цифровий біполярний US1881	Використовується для вимірювання швидкості вітру [8].	
5.	Датчик рівня рН	Двокомпонентний, складається безпосередньо із пристрою для вимірювання рН і окремого модулю, який зчитує та аналізує інформацію, що пізніше передається до Arduino [9].	
6.	Модуль Bluetooth HC-05	Використовується для передачі отриманих даних на мобільні пристрої поблизу агрометеостанції [10].	
7.	Екран LCD2004 I2C/TWI	Відображає інформацію у кабіні трактора [11].	

На відміну вже існуючим агрометеостанціям, наш винахід має один ключовий функціональний компонент, який інші виробники досі не пропонували – це рН-метр. Одна з частин якого розташовується безпосередньо в баку з робочою рідиною, що дає можливість постійно контролювати рН розчину.

Окрім цього датчики температури та вологості повітря дають можливість контролювати ці дані безпосередньо на рівні листа, оскільки вони знаходяться на штанзі оприскувача.

Вимірювання швидкості вітру також реалізується на рівні листової поверхні, що дає можливість аналізу доцільності проведення даної операції та змогу відміни її при підвищенні швидкості вітру більше, ніж допустимо.

Для забезпечення коректної роботи всіх модулів нами було написано код у спеціальній програмі Arduino 1.8.7

(Рисунок 1).

Спеціально, для розробленої метеостанції, був створений Soft Sprey Controller, який дозволяє отримувати всю інформацію з оприскувача шляхом відправки SMS на блок керування. Собівартість розробленої метеостанції наведені у таблиці 2.

Аналізуючи таблицю 2 видно, що собівартість розробленої метеостанції становить 8978 грн. Провівши з аналогами на ринку встановлено, що найближчим конкурентом розробки є метеостанція Lungul 650, яку сьогодні представляє компанія SkokAgro. Вартість Lungul 650 дорівнює 18330 грн. Таким чином, представлена у роботі метеостанція на 51% дешевша за найближчий аналог на ринку.

Ми на цьому не плануємо зупинятися, а будемо вдосконалювати наш винахід додавши можливість контролю даних агрометеостанції дистанційно за допомогою GSM-модулю.

```

stend_1602412371

SIM800.begin(9600); //Скорость порта для связи Arduino с GSM модулем
SIM800.println("AT");
myHumidity.begin();
attachInterrupt(0, sens, RISING); //подключить прерывание на 2 пин при повышении сигнала
}

void sens() {
  RPM = 60 / ((float)(micros() - lastflash) / 1000000) / 60 * 1.52 + 1.4; //расчет
  lastflash = micros(); //запомнить время последнего оборота
}

void loop()
{
  if (SIM800.available())
    Serial.write(SIM800.read());
  if (Serial.available())
    SIM800.write(Serial.read());

  float humd = myHumidity.readHumidity();
  float tempa = myHumidity.readTemperature();

  byte data[2]; // Место для значения температуры
}

```

Рисунок 1. Фрагмент коду, що керує модулями у агрометеостанції.

Таблиця 2. - Собівартість розробленої метеостанції

№ з/п	Назва модулю	Вартість, грн
1.	Мікроконтроллер	560
2.	Датчик температури цифровий Dallas ds18b20	110
3.	Датчик вологості і температури повітря Sparkfun HTU21D	460
4.	Датчик Холла цифровий біполярний US1881	290
5.	Датчик рівня рН, двокомпонентний складається безпосередньо із пристрою для вимірювання рН і окремого модулю, який зчитує та аналізує інформацію, що пізніше передається до мікроконтроллера	2938
6.	Модуль Bluetooth HC-05	900
7.	Екран I2C/TWI LCD2004	1220
8.	Монтажне обладнання	100
8.	Програмне забезпечення	2400
9.	<b>Всього</b>	<b>8978</b>

### ВИСНОВКИ

Як показує практика якість проведення обприскування необхідно контролювати дистанційно. Такий інструмент повинен знаходитись у агронома та інженера, які контролюють погодні умови та аналізують параметри роботи обприскувача. Після аналізу літератури, можна зробити висновки, що до цих параметрів відносять: швидкість вітру; температура повітря на рівні листа; вологість повітря, висока воло-

гість впливає на випаровування крапель з поверхні листа, а низька на норму виливу робочої рідини.

Розроблена мобільна станція дозволяє контролювати процес внесення засобів захисту рослин та стимуляторів росту дистанційно. Отримана інформація з сенсорів дозволяє контролювати якість внесення препарату та аналізувати ефективність його внесення. Отримані дані зберігаються на хмарі і можуть бути використані у подальшому для аналізу

ефективності вирощування продукції рослинництва.

Порівнявши розроблену метеостанцію з аналогами на ринку встановлено, що найближчим конкурентом розробки є метеостанція Lungul 650, яку сьогодні представляє компанія SkokAgro. Вартість Lungul 650 дорівнює 18330 грн., а нашої

– 8978 грн. Таким чином, представлена у роботі метеостанція на 51% дешевша за найближчий аналог на ринку.

Розроблена станція використовується у Сумському НАУ для проведення обприскування дослідних полів.

#### Список використаної літератури:

1. Гузь М., Сінко В., Марченко В. Обприскування: на що слід звернути особливу увагу: [Електронний ресурс]. 2017. URL: <https://agroexpert.ua/obpriskuvanna-na-so-slid-zvernuti-osoblivu-uvagu> (дата звернення: 03.01.2021).
2. Литвин, Ю. О., Литвин, Ю. А. Автоматизована метеостанція моніторингу зовнішніх погодних умов. Матеріали доповідей міжнародної науково-практичної конференції «Вплив змін клімату на онтогенез рослин». Миколаїв: [Електронний ресурс]. 2018. URL: [http://elar.tsatu.edu.ua/bitstream/123456789/7156/1/2\\_%D1%80%D0%B0%D1%81%D0%BF%D0%BE%D0%B7%D0%BD%D0%B0%D0%BD.pdf](http://elar.tsatu.edu.ua/bitstream/123456789/7156/1/2_%D1%80%D0%B0%D1%81%D0%BF%D0%BE%D0%B7%D0%BD%D0%B0%D0%BD.pdf) (дата звернення: 22.12.2020).
3. Біліченко, О. С., & Кузьменко, А. М. (2020). Агрометеостанції на допомогу виробникам овочів. [Електронний ресурс]. 2018. URL: <http://dspace.mnau.edu.ua/jspui/bitstream/123456789/7850/1/14-16.pdf> (дата звернення: 23.12.2020).
4. Виктория Загоровская. Сам себе метеоролог. Погода с полей: чому хозяйства обзаводятся метеостанциями: [Електронний ресурс]. 2020. URL: <https://www.agroinvestor.ru/technologies/article/34377-sam-sebe-meteorologpogoda-s-poley-zachem-khozyaystva-obzavodyatsya-meteorostantsiyami/> (дата звернення: 27.12.2020).
5. Agrocontrol: [Електронний ресурс]. 2017. URL: <http://blog.agrocontrol.net/?p=941> (дата звернення: 27.12.2020).
6. Датчик температуры Dallas DS18B20 1-wire (10402): [Електронний ресурс]. URL: <https://beegreen.com.ua/datchik-temperaturi-dallas-ds18b20-1-wire-10402> (дата звернення: 05.01.2021).
7. Si7021 Humidity and Temperature Sensor Hookup Guide: [Електронний ресурс]. URL: <https://learn.sparkfun.com/tutorials/htu21d-humidity-sensor-hookup-guide> (дата звернення: 05.01.2021).
8. Датчик Холла цифровой биполярный US1881: [Електронний ресурс]. URL: <https://www.mini-tech.com.ua/datchik-holla-cifrovoy-bipolyarniy-us1881> (дата звернення: 05.01.2021).
9. Датчик уровня pH в системах водоснабжения и водоочистки, аквариумах и бассейнах: [Електронний ресурс]. URL: [https://store.smart-mac.com/p964252567-datchik-urovnya-sistemah.html?gclid=Cj0KCQjw2or8-BRCNARIsAC\\_рруа\\_муYRIIIBYBSOUWlrJuoJZ9F0xIGy3bdT51SY1-azqB8-AZBiLfAaAueEEALw\\_wcB](https://store.smart-mac.com/p964252567-datchik-urovnya-sistemah.html?gclid=Cj0KCQjw2or8-BRCNARIsAC_рруа_муYRIIIBYBSOUWlrJuoJZ9F0xIGy3bdT51SY1-azqB8-AZBiLfAaAueEEALw_wcB) (дата звернення: 05.01.2021).
10. Модуль Bluetooth HC-05: [Електронний ресурс]. URL: <https://controller.in.ua/hc-05> (дата звернення: 05.01.2021).
11. I2C/TWI LCD2004 модуль дисплей для ардуино. [Електронний ресурс]. URL: <https://arduino-kit.com.ua/i2c-twi-lcd2004-modul-display-for-arduino.html> (дата звернення: 05.01.2021).

**Zubko V.M.**, Sumy National Agrarian University (Ukraine)

**Komisar E. A.**, Sumy National Agrarian University (Ukraine)

**Shelest M.S.**, Sumy National Agrarian University (Ukraine)

**Khvorost T.V.**, Sumy National Agrarian University (Ukraine)

**Danilov S.M.**, Sumy National Agrarian University (Ukraine)

#### **Mobile agrometostation for sprayers**

*The quality of the spraying must be controlled, both directly while sitting behind the wheel of the sprayer, as well as remotely. Thus, an engineer and an agronomist will be able to control weather conditions and analyze the parameters of the sprayer. The parameters that need to be monitored include wind speed, the maximum allowable value up to 5 m / s; air temperature at the writing level, (temperatures higher than those indicated for this pesticide, the effectiveness of the drug can both decrease (for pyrethroids) and increase (for carfentrazone)); air humidity, high humidity affects the evaporation of droplets from the leaf surface, and low working fluid application rate.*

*The integration of higher education with modern agricultural business indicates the needs of the latter and sets tasks for science. The developed mobile station allows you to control the process of applying plant protection products and growth stimulants remotely. The information received from the sensors allows you to control the quality of the drug application and analyze the effectiveness of its application. The data obtained is stored on the cloud and can be used in the future to analyze the efficiency of growing crop products.*

*The developed station is used in the Sumy NAU for spraying of experimental fields.*

**Key words:** meteorological station, sprayer, wind force, temperature, humidity.

Дата надходження до редакції: 09.09.2020 р.

## ДИНАМІЧНА СТІЙКІСТЬ РОТОРА У ВИПАДКУ РАДІАЛЬНО - КУТОВИХ КОЛИВАНЬ

Горовий Сергій Олександрович

кандидат технічних наук, доцент

Сумський національний аграрний університет

ORCID: 0000-0003-4136-5965

email: sergiy.gorovoy@snaeu.edu.ua

В шпаринних ущільненнях відцентрових насосів гідродинамічні сили відіграють провідну роль в динамічній стабілізації роторів насосів. Тому безконтактні ущільнення проточної частини можуть виконувати роль опорно - ущільнювальних вузлів відцентрового насоса. Ротор насоса самодовільно орієнтується в симетричних шпаринних ущільненнях під дією гідродинамічних сил та моментів. В процесі обертання він здійснює пов'язані радіально - кутові вимушені коливання. Гранична за стійкістю кутова частота обертання зумовлюється дією комплексу гідродинамічних та геометричних параметрів шпаринних ущільнень.

**Ключові слова.** Відцентровий насос, робоче колесо, шпаринне ущільнення, опора - ущільнення, виток рідини, тиск рідини, гідродинамічні сили, моменти гідродинамічних сил, вимушені радіально – кутові коливання.

DOI: <https://doi.org/10.32845/msnau.2020.2.2>

**Постановка проблеми у загальному вигляді.** Відцентрові насоси мають надзвичайне розповсюдження в різних галузях промисловості, сільського господарства та комунальних підприємств. Конструктивні схеми насосів в класичних варіантах дають можливість створювати достатньо економічні, витривалі, вібростабільні агрегати. Але з підвищенням гідравлічних параметрів насосів виникає потреба у зростанні робочих частот обертання роторів, при цьому гідроенергонасичена система “ротор - ущільнення” створює головний вплив на працездатність агрегату в цілому. За статистичними даними саме на долю цього вузла припадає більше 70 % всіх аварій відцентрових насосів, а саме: злам ротора, механічні контакти роторної та статорної оболонок ущільнень, порушення працездатності ущільнень в цілому [1].

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Аналіз теоретичних та багатьох дослідницьких робіт дають можливість по-сучасному оцінити технічну роль безконтактних ущільнень. Гідродинамічні сили в зазорах шпаринних ущільнень можуть або викликати втрату динамічної стійкості та нищівні для насоса автоколивання ротора, або стабілізувати останній та суттєво зменшити віброактивність агрегату в цілому [2, 3]. Оптимізація параметрів відцентрових насосів реалізується шляхом удосконалення динамічних характеристик ротора з урахуванням гідродинамічних процесів, що мають місце в розвиненій системі шпаринних ущільнень між

ротором та статором [4].

**Формулювання цілей статті (постановка завдання).** Можливе практичне суміщення функцій динамічних опор та гідравлічних ущільнень в єдиному вузлі безконтактного ущільнення відцентрового насоса, що значно спрощує виготовлення та експлуатацію насоса при зменшенні його масо – габаритних параметрів та підтриманні допустимого рівня вібрацій агрегату. Для цього необхідно проаналізувати динамічні характеристики самовпорядкованого в шпаринних ущільненнях ротора з точки зору наявності вимушених пов'язаних радіально-кутових коливань та збереження динамічної стійкості на різних частотах обертання.

**Виклад основного матеріалу дослідження.** Головним об'єктом вдосконаленого відцентрового насоса виступає самовпорядкований в безконтактних шпаринних ущільненнях симетричний у вісьовому та радіальному напрямках ротор з механічним приводом від електродвигуна. Такий ротор обертається в двох ущільненнях, здійснюючи вимушені радіально - кутові коливання з обертовою частотою під дією динамічного дисбалансу, що має місце в загальному випадку. Аналіз таких пов'язаних радіально-кутових коливань доцільно проводити використовуючи систему диференціальних рівнянь динаміки ротора відносно нерухомої центральної системи відліку, пов'язаної з вісями симетрії статорних оболонок ущільнень. В комплексних змінних система має такий вигляд:

$$\begin{cases} a_{11} \cdot \ddot{Z} + a_{12} \cdot \dot{Z} + a_{13} \cdot Z - i \cdot (a_{14} \cdot \omega \cdot \dot{Z} + a_{15} \cdot \omega \cdot Z) - \\ - i \cdot (a_{16} \cdot \ddot{\vartheta} + a_{17} \cdot \dot{\vartheta} + a_{18} \cdot \vartheta) - a_{19} \cdot \omega \cdot \dot{\vartheta} + a_{101} \cdot \omega \cdot \vartheta = a \cdot \omega^2 \cdot \ell^{i\omega t}, \\ a_{11} \cdot \ddot{\vartheta} + a_{12} \cdot \dot{\vartheta} + a_{13} \cdot \vartheta - i \cdot (a_{14} \cdot \omega \cdot \dot{Z} + a_{15} \cdot \omega \cdot Z) - \\ - i \cdot (a_{16} \cdot \ddot{Z} + a_{17} \cdot \dot{Z} + a_{18} \cdot Z) - a_{19} \cdot \omega \cdot \dot{Z} - a_{101} \cdot \omega \cdot Z = \Gamma \cdot \omega^2 \cdot \ell^{i\omega t}, \end{cases} \quad (1)$$

де:  $a, \Gamma$  - статичний та динамічний дисбаланси;

$Z = x + i \cdot y$  - радіальна комплексна змінна;

$\vartheta = \vartheta_x + i \cdot \vartheta_y$  - кутова комплексна змінна;

$\omega$  - кутова частота обертання ротора;

$a_{ij}, \alpha_{ij}$  - радіальні та кутові гідродинамічні коефіцієнти;

$x, y, \vartheta_x, \vartheta_y$  - радіальні та кутові зміщення ротора.



Повний розгляд утворення системи (1) наведений в роботі автора [5].

Використавши підстановку

$$Z = Z_o \cdot \ell^{i(\omega t + \varphi_1)},$$

$$g = g_o \cdot \ell^{i(\omega t + \varphi_2)}$$

отримуємо компактну неоднорідну систему з двох алгебраїчних рівнянь

$$\begin{cases} D_{11} \cdot Z + D_{12} \cdot g = a \cdot \omega^2 \cdot \ell^{i\omega t}, \\ D_{21} \cdot Z + D_{22} \cdot g = \Gamma \cdot \omega^2 \cdot \ell^{i\omega t}, \end{cases} \quad (2)$$

де:  $D_{jk} = C_{jk} + i \cdot d_{jk}$ ,

$$C_{11} = -\omega^2 + \omega^2 \cdot a_{14} + a_{13},$$

$$d_{11} = (a_{12} - a_{15}) \cdot \omega,$$

$$C_{12} = (a_{17} - a_{101}) \cdot \omega,$$

$$d_{12} = (a_{16} - a_{19}) \cdot \omega^2 - a_{18},$$

$$C_{22} = -\omega^2 + \omega^2 \cdot \alpha_{14} + \alpha_{13},$$

$$d_{22} = (\alpha_{12} - \alpha_{15}) \cdot \omega.$$

Розв'язком системи (2) будуть вирази

$$\begin{cases} \frac{Z_o}{a} = \omega^2 \cdot \left[ A_{22} \cdot \ell^{i\varphi_{22}} - \frac{\Gamma}{a} \cdot A_{12} \cdot \ell^{i\varphi_{12}} \right] \\ \frac{g_o}{\Gamma} = \omega^2 \cdot \left[ A_{11} \cdot \ell^{i\varphi_{11}} - \frac{a}{\Gamma} \cdot A_{21} \cdot \ell^{i\varphi_{21}} \right] \end{cases} \quad (3)$$

$$\text{де: } A_{jk} = \left| \frac{D_{jk}}{D} \right| = \sqrt{\frac{C_{jk}^2 + d_{jk}^2}{c^2 + d^2}} \text{ - амплітудна частотна характеристика ротора в ущільненнях,}$$

$$\varphi_{jk} = \arctg \frac{C \cdot d_{jk} - C_{jk} \cdot d}{C \cdot C_{jk} + d \cdot d_{jk}} \text{ - фазова}$$

частотна характеристика,

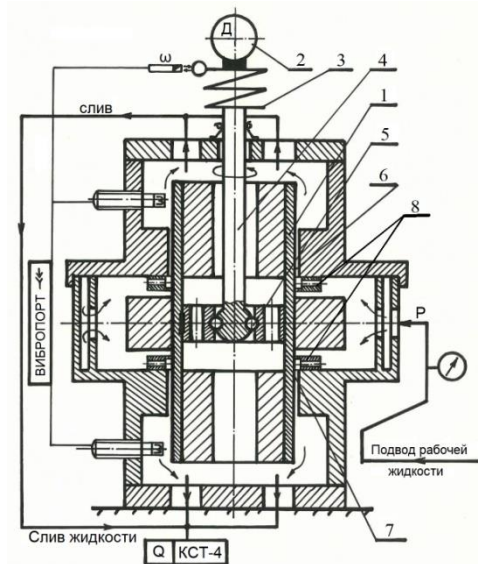
$$D = C + i \cdot d \text{ - власний оператор системи} \quad (2),$$

$$C = C_{11} \cdot C_{22} - d_{11} \cdot d_{22} - C_{12} \cdot C_{21} + d_{12} \cdot d_{21},$$

$$d = C_{11} \cdot d_{22} + C_{22} \cdot d_{11} - C_{12} \cdot d_{21} - C_{21} \cdot d_{12}.$$

Система рівнянь (3) дає можливість побудувати складові амплітудних та фазових частотних характеристик радіальних та кутових коливань ротора, які викликаються статичною  $a$  та динамічною невідповідністю  $\Gamma$ .

Динамічні випробування самовпорядкованого в шпаринних ущільненнях ротора були проведені на експериментальному стенді (мал. 1) [6]:



Мал. 1. Схема стенда для динамічних випробувань ротора в шпаринних ущільненнях

1 – ротор, 2 – електродвигун, 3 – пружна гнучка муфта, 4 – вал, 5 – карданний шарнір, 6 – верхнє шпаринне ущільнення, 7 – нижнє шпаринне ущільнення, 8 – втулки з радіальними отворами

Крутний момент від двигуна 2 передавався на ротор 1 за допомогою пружної гнучкої муфти 3 і карданного шарніра 5, забезпечуючи ротору 1 можливість радіально – кутових переміщень із утриманням у вісьовому напрямку. Вертикальне компонування роторної системи дозволило одержати картину радіально – кутових коливань ротора 1 під дією силових факторів винятково з боку шпаринних ущільнень 6, 7.

Геометричні розміри шпаринних ущільнень стенда (мал. 1):

$$\begin{aligned} \text{радіус ущільнення: } r &= 30 \text{ мм} = 3 \cdot 10^{-2} \text{ м}; \\ \text{довжина ущільнення: } l &= 20 \text{ мм} = 2 \cdot 10^{-2} \text{ м}; \end{aligned} \quad (19)$$

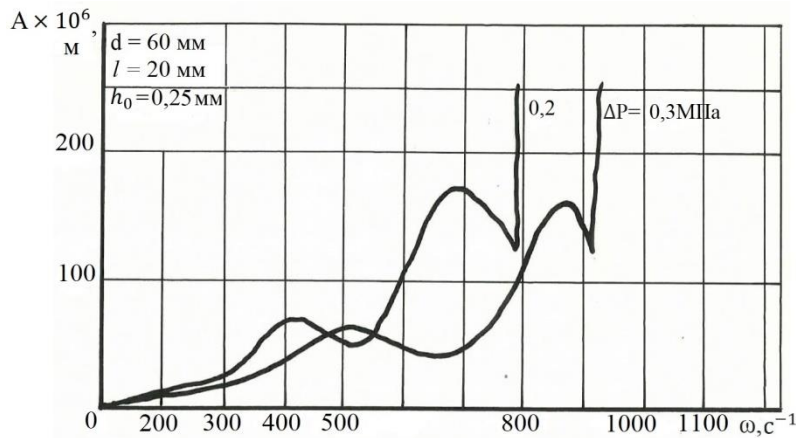
$$\text{радіальний зазор: } h_0 = 0,25 \text{ мм} = 2,5 \cdot 10^{-4} \text{ м};$$

відстань вздовж вісі від центру ротора до центру ущільнення:  $L = 3,5 \cdot 10^{-2} \text{ м}$ .

Характеристики ротора 1 (мал. 1): маса  $m = 2 \text{ кг}$ , вісьовий і екваторіальний моменти інерції:  $J_o = 21,1 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ ;  $J_s = 20,0 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ .

Були отримані експериментальні амплітудно – частотні характеристики вимушених радіально – кутових коливань ротора при двох величинах перепаду тиску:  $\Delta P = 0,2 \cdot 10^6 \text{ Па}$  та

$\Delta P = 0,3 \cdot 10^6 \text{ Па}$  на шпаринних ущільненнях (мал. 2).



Мал. 2. Амплітудно – частотні характеристики ротора в шпаринних ущільненнях

Аналіз експериментальних амплітудно – частотних характеристик (мал. 2) дозволив визначити критичні частоти вимушених радіальних і кутових коливань ротора в шпаринних ущільненнях з подальшою самоцентровкою ротора та зниженням амплітуди вимушених коливань в закритичній ділянці кутових частот обертання ротора.

Як відомо з теорії коливань [7] існує поняття втрати коливальною системою динамічної стійкості при певній частоті вимушуючої сили. Для самовпорядкованого в шпаринних ущільненнях ротора (мал. 1) мала місце втрата динамічної стійкості при досягненні певної - граничної кутової частоти обертання (мал. 2).

Для отримання межі динамічної стійкості ротора, який здійснює пов'язані радіально-кутові коливання в шпаринних ущільненнях, розглянемо характеристичний визначник, який складається з коефіцієнтів системи (1) без правої частини:

$$F(P) = W_0 \cdot P^8 + W_1 P^7 + W_2 P^6 + W_3 P^5 + W_4 P^4 + W_5 \cdot P^3 + W_6 \cdot P^2 + W_7 \cdot P + W_8 = 0, \quad (6)$$

де:  $W_k = f(a_{ij}, \alpha_{ij})$ , докладне розкриття  $W_k$

наведено в роботі автора [5].

Розв'язок рівняння (6) у вигляді системи восьмого порядку розпадається на дві незалежні системи четвертого порядку, що значно полегшує аналіз останніх та отримання умови стійкості в аналітичній формі. Умови, за яких перехресні зв'язки не зменшують запасу стійкості, сформульовані в монографії В.Н. Дроздовича [8].

У виразі власного оператора системи (2)

$$D = D_{11} \cdot D_{22} - D_{12} \cdot D_{21}$$

$$\text{де: } |D_{11} \cdot D_{22}| = \left| \omega^4 \cdot (1 - \alpha_{14}) - \omega^2 \cdot (\alpha_{13} + a_{13} - a_{13} \cdot \alpha_{14} - 0,25 \cdot a_{12} \cdot \alpha_{12}) + a_{13} \cdot \alpha_{13} + i \cdot \left[ \omega^3 \cdot 0,5 \cdot (a_{12} \cdot \alpha_{14} - a_{12} - \alpha_{12}) + \omega \cdot 0,5 \cdot (a_{13} \cdot \alpha_{12} + a_{12} \cdot \alpha_{13}) \right] \right|$$

Аналіз нерівності (8) дає можливість сформулювати висновок, що у випадку симетричного ротора перехресні зв'язки не зменшують запасу стійкості. Аналіз стійкості можна вести по рівняннях незалежних радіальних та кутових коливань, тобто використовуючи систему (1) без перехресних членів в рівняннях. Таким чином для самовпорядкованого в симетричних шпаринних ущільненнях ротора гранична за стійкістю кутова частота обертання залежить як від критичної частоти радіальної (більш низькочастотної) підсистеми, так і від співвідношення між демпфуючою та циркуляцій-

$$F(p) = \begin{vmatrix} G_{11} & G_{12} & -G_{14} & G_{13} \\ -G_{12} & G_{11} & -G_{13} & -G_{14} \\ -Q_{14} & Q_{13} & Q_{11} & Q_{12} \\ -Q_{13} & -Q_{14} & -Q_{12} & Q_{11} \end{vmatrix}, \quad (5)$$

де:  $P = \frac{d}{dt}$  - оператор диференціювання за часом,

$$G_{11} = a_{11} \cdot P^2 + a_{12} \cdot P + a_{13}, \quad Q_{11} = \alpha_{11} \cdot P^2 + \alpha_{12} P + \alpha_{13},$$

$$G_{12} = a_{15} \cdot \omega, \quad Q_{12} = \alpha_{15} \cdot \omega,$$

$$G_{13} = a_{18}, \quad Q_{13} = \alpha_{18},$$

$$G_{14} = a_{101} \cdot \omega, \quad Q_{14} = \alpha_{101} \cdot \omega.$$

Прирівнявши визначник (5) нулю та розгорнувши його отримуємо рівняння

друга складова характеризує вплив перехресних зв'язків.

Якщо:  $|D_{12} \cdot D_{21}| < |D_{11} \cdot D_{22}|$  для всіх  $\omega \in (-\infty; \infty)$ , (7)

то у випадку асимптотичної стійкості незалежних систем пов'язана система також стійка асимптотично. У випадку симетричного ротора в двох однакових шпаринних ущільненнях нерівність (7) приймає вигляд:  $|D_{11} \cdot D_{22}| > 0$ , (8)

ною гідродинамічними силами в ущільненнях. В осередненому випадку для цих сил за даними робіт [2, 3] можна прийняти співвідношення:  $v = 2 \cdot q$ .

Це співвідношення дозволяє отримати вираз для граничної кутової частоти:

$$\omega_{\text{г}} = 2 \cdot \omega_e \quad (9)$$

де:  $\omega_e = (a_{13}/a_{11})^{0,5}$  - критична кутова частота радіальної підсистеми.

Аналіз експериментальних амплітудно – частотних характеристик (мал. 2) вказує на гарне співпадання граничної за межею динамічної стійкості частоти кутових коливань з величиною критичної частоти радіальних коливань згідно виразу (9).

**Висновки.** Самовпорядкований в симетричних шпаринних ущільненнях ротор здійснює пов'язані радіально - кутові вимушені коливання.

Динамічна стійкість ротора зумовлюється критичною

частотою більш низькочастотної радіальної підсистеми. Межа динамічної стійкості зумовлюється співвідношенням між демпфуючою та циркуляційною силами в шпаринних ущільненнях.

Підвищення межі динамічної стійкості можливе у випадку знешкодження закритки потоку на вході в шпаринні ущільнення, що автоматично зменшує дію дестабілізуючої циркуляційної сили в ущільненнях.

#### **Список використаної літератури:**

1. Гроховский Д.В. Динамика центробежных многоступенчатых насосов / Д.В. Гроховский. Обзорная информация / Сер.ХМ-4.-М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1990. – 56 с.
2. Марцинковский В.А. Бесконтактные уплотнения роторных машин. / В.А. Марцинковский – М.: Машиностроение, 1980. – 200 с.
3. Марцинковский В.А. Насосы атомных электростанций. / В.А. Марцинковский, П.Н. Ворона – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 256 с.
4. Марцинковский В. А. Вибрации роторов центробежных машин. В 2-ух книгах. / В.А. Марцинковский - Книга 1. Гидродинамика дросселирующих каналов. - Сумы: Изд-во СумДУ, 2002. - 337 с.
5. Горовой С.А. Разработка и исследование конструкций «безвальных» центробежных насосов /Дис...канд. техн. наук. – Сумы, 1995. – 233 с.
6. Горовой С. А. Экспериментальные исследования насоса с самоустанавливающимся рабочим колесом / С.А. Горовой - Ежемес. межд. научно-техн. и производств. журнал "Химическое и нефтегазовое машиностроение", М.: МПУ, 2019 - № 2 - С. 36 - 40.
7. Бабаков И.М. Теория колебаний. / И.М. Бабаков – М.: Наука, 1965. – 560 с.
8. Дроздович В.Н. Газодинамические подшипники. / В.Н. Дроздович – Л.: Машиностроение, 1976. – 170 с.

**Gorovoy S.A., Sumy National Agrarian University (Ukraine)**

#### **Dynamic rotor stability in the case of radial - angular vibrations**

*In throat seals of centrifugal pumps, hydrodynamic forces play a leading role in the dynamic stabilization of pump rotors. The analysis of theoretical and many research works makes it possible to re-evaluate the technical role of non-contact seals. It is possible to practically combine the functions of dynamic supports and hydraulic seals in a single non-contact seal of a centrifugal pump, which greatly simplifies the manufacture and operation of the pump while reducing its weight and dimensions and maintaining the permissible vibration level of the entire unit. Therefore, non-contact seals of the flow path can play the role of the main support - seal assemblies of a centrifugal pump. The pump rotor self-aligns in symmetrical throat seals under the influence of hydrodynamic forces and moments. In the process of rotation, it performs coupled radial - angular forced vibrations. The angular velocity of rotation, which is boundary in stability, is determined by the action of a complex of hydrodynamic and geometric parameters of slot seals.*

**Key word:** Centrifugal pump, gap seal, bearing seal, liquid presse, hydrodynamic forces, hydrodynamic moment, rotor of pump.

Дата надходження до редакції: 19.09.2020 р.

## ОБГРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ПОСІВНИХ КОМПЛЕКСІВ ВІТЧИЗНЯНОГО ВИРОБНИЦТВА МЕТОДОМ МАТЕМАТИЧНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ЗА КРИТЕРІЯМИ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПОКАЗНИКІВ

**Саржанов Олександр Анатлійович**

кандидат технічних наук, доцент  
Сумський національний аграрний університет  
ORCID: 0000-0003-3973-0185  
e-mail: [alexsar@i.ua](mailto:alexsar@i.ua)

**Барабаш Григорій Іванович**

кандидат технічних наук, доцент  
Сумський національний аграрний університет  
ORCID: 0000-0003-1075-479X  
e-mail: [grinya45@ukr.net](mailto:grinya45@ukr.net)

*В запропонованій статті наведені методичні підходи по визначенню основних техніко-експлуатаційних показників використання нових посівних комплексів вітчизняного виробництва, по яких ще відсутня в літературних джерелах інформація що до ефективності їх роботи в певних виробничих умовах; наведені конкретні значення режимів роботи, продуктивності, витратах палива цих машин.*

**Ключові слова:** сівба, посівні комплекси, методика, потужність, швидкість руху, продуктивність, витрата палива, рівень використання.

DOI: <https://doi.org/10.32845/msnau.2020.2.3>

### Постановка проблеми.

Технологічні процеси по обробітку ґрунту та сівбі є основними складовими частинами зональних науково обґрунтованих систем землеробства. Особливо важливе значення це набуває в сучасних умовах, коли істотно ускладнилось ресурсне забезпечення аграрних підприємств [3].

Традиційно техніко-експлуатаційні показники використання машинних агрегатів в рослинництві визначаються, виходячи з того, що за довідковими даними по питомому опору робочих органів машин які експлуатуються в певних ґрунтово-кліматичних умовах, та відомими тяговими зусиллями тракторів вибирають необхідну передачу, завантажуючи таким чином двигун трактора до оптимального значення, але в межах певного діапазону агротехнічно допустимих швидкостей [1,2,4]. Але на даний момент ситуація помінялась. Інформація що до згаданих показників відсутня через те, що офіційно лабораторно-польові дослідження або не проводяться або інформація про це відсутня.

Щоб вийти з такого положення пропонується дещо інший шлях: довіритись виробникам машин, які стверджують, що для ефективного використання сільськогосподарської машини потрібен трактор певної потужності, як це наприклад: для використання посівного комплексу Сіріус – 10 необхідно мати трактор з потужністю двигуна 300 к.с. (220 кВт). Найбільше для цієї ролі підходить трактор Беларусь МТЗ – 3022 ДЦ-1. Потужність його двигуна – 222 кВт. Умовно його можна віднести до 5 класу тяги. Він може агрегувати посівний комплекс в діапазоні швидкостей 8 – 10 км/год., при якій забезпечується найбільш якісна робота посівного комплексу. Але для визначення показників використання машини потрібно знати конкретну передачу, на якій забезпечується робоча швидкість в межах зазначеного діапазону.

Маючи це на увазі можна аналітичним шляхом визначити питомий та загальний опір робочих органів посівного комплексу, а в подальшому і завантаженість двигуна.

**Аналіз результатів останніх досліджень.** Аналітичні дослідження стосовно оцінки ефективності роботи посівних комплексів і їх порівняльної оцінки в умовах Ліссостепу Сумської області не проводились.

**Формулювання цілей статті та мета досліджень.** Вони полягають в тому, щоб надати методичні підходи по визначенню техніко-експлуатаційних та енергетичних показників використання посівних комплексів, що дасть можливість в подальшому обґрунтувати вибір одного із альтернативних агрегатів по необхідних критеріях.

### *Обґрунтування робочої швидкості*

Загальний опір посівного комплексу в складі машинного агрегату,  $R_M$  (кН):

$$R_M = k \cdot B_K + G_M \left( f + \frac{i}{100} \right), \quad (1)$$

де  $k$  – фактичний питомий опір робочих органів, кН/м;

$B_K$  – конструкційна ширина захвату, м;

$G_M$  – експлуатаційна вага посівного комплексу, кН;

$f$  – коефіцієнт опору коченню;

$i$  – схил місцевості в умовах використання, %.

Фактичний питомий опір робочих органів  $k$  залежить від швидкості руху машинного агрегату  $V_P$ :

$$k = k_0 \left[ 1 + \frac{\Delta k}{100} (V_P - V_0) \right]. \quad (2)$$

де  $k_0$  – початковий питомий опір робочих органів при швидкості руху агрегату до  $V_0 = 5$  км/год.;

$\Delta k$  – темп приростання питомого опору при збільшенні швидкості руху агрегату на 1 км/год, % ( $\Delta k = 1 \dots 3$ ).

У посівних комплексів початковий питомий опір слід розглядати як суму питомих опорів різних робочих органів, що входять до складу комплексу. (таблиця 1).

Таблиця 1

Питомий опір робочих органів	
Технологічні операції	Питомий опір, кН/м
Лущення дисковими знаряддями	2,0
Борони дискові	
- дискування парів і зябу	1,4...1,6
- лущення стерні	3...6
Суцільна культивування	
- парові при глибині обробітку	
- 6...8 см	1,2...2,6
- 10...12 см	1,6...3,0
Дискові сошники сівалки	1,0...1,8
Коткування кільчато - шпоровими котками	0,5...1,0

Конструкційна ширина захвата посівного комплексу наведена в його технічній характеристиці.

Вага комплексу  $G_M$  (кН) визначається за формулою:

$$G_M = \frac{(m_M + m_D + m_N) \cdot g}{1000}, \quad (3)$$

де  $m_M$  – конструкційна маса комплексу, кг;

$m_D$  – маса добрив у бункері, кг;

$m_N$  – маса насіння у бункері, кг;

$g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>.  $g=9,81$  м/с<sup>2</sup>.

Конструкційна маса комплексу наведена в його технічній характеристиці.

Маса зерна та добрив визначається за формулою:

$$m = V_D \cdot \gamma, \quad (4)$$

де  $V_D$  – об'єм бункера, м<sup>3</sup>;

$\gamma$  – об'ємна маса матеріалу (насіння, добрив), кг/м<sup>3</sup>.

Розміри бункерів наведені в технічній характеристиці.

Питома об'ємна маса, кг/м<sup>3</sup>:

- пшениця	850;
- жито	800;
- ячмінь	750;
- овес	550;
- просо	900;
- гречка	700;
- горох	900;
- кукурудза	900;
- соняшник	400;
- сечовина	1140;
- суперфосфат	1000.

$$V_P = V_T \left(1 - \frac{\delta}{100}\right), \quad (5)$$

де  $V_T$  – теоретична швидкість руху агрегату на вибраній передачі, км/год.

Передача трактора вибирається з такого розрахунку, щоб робоча швидкість вписувалась в діапазон швидкості, наведений в технічній характеристиці комплексу (здебільшого  $V_P = 10...12$  км/год).

$\delta$  – буксування рушіїв трактора:

- гусеничного 2...5%;
- колісного: 4x4 – 10...12%; 4x2 – 14...16%.

Втрати потужності двигуна трактора (енергетичного засо-

бу) на виконання технологічного процесу,  $N_e$ , (кВт):

$$N_e = N_{mp} + N_f + N_\delta + N_\alpha + N_M + N_{BVP}, \quad (6)$$

де  $N_{mp}$  – втрата потужності в трансмісії, кВт;

$N_f$  – втрата потужності на перекочування трактора, кВт;

$N_\delta$  – втрата потужності на буксування рушіїв трактора, кВт;

$N_\alpha$  – втрата потужності на подолання підйому, кВт;

$N_M$  – втрата потужності на подолання опору робочої машини, кВт;

$N_{BVP}$  – втрата потужності на привід робочих органів машини від валу відбору потужності (ВВП), кВт.

Втрата потужності в трансмісії, кВт:

$$N_{mp} = N_{en} \cdot (1 - \eta_{mp}), \quad (7)$$

де  $N_{en}$  – номінальна ефективна потужність двигуна трактора, кВт (наводиться в технічній характеристиці трактора, прийнятого до розрахунків)

$\eta_{mp}$  – ККД трансмісії трактора:

Для колісного трактора  $\eta_{mp} = 0,89...0,92$ .

Втрата потужності на перекочування трактора, кВт

$$N_f = \frac{G_{mp} \cdot f \cdot V_P}{3,6}, \quad (8)$$

де  $G_{mp}$  – вага трактора, кН;

$$G_{mp} = \frac{m_{mp} \cdot g}{1000}, \quad (9)$$

де  $m_{mp}$  – маса трактора, кг (наводиться в технічній характеристиці трактора).

Втрата потужності на буксування рушіїв трактора, кВт

$$N_\delta = \frac{R_M \cdot (V_T - V_P)}{3,6}, \quad (10)$$

Втрата потужності на подолання підйому трактора, кВт

$$N_\alpha = \frac{G_{mp} \cdot i \cdot V_P}{360}, \quad (11)$$

Втрата потужності на подолання опору посівного комплексу, кВт

$$N_M = \frac{R_M \cdot V_P}{3,6}, \quad (12)$$

Втрата потужності на привід робочих органів машин від ВВП, кВт

Потужність  $N_{BVP}$ , яка витрачається на привід активних робочих органів машин в дію:

$$N_{BVP} = N_{лит} \cdot B_K \quad (13)$$

де  $N_{лит}$  – питома потужність приводу ВВП, кВт/м.  $N_{лит} = 1,5...1,8$  кВт/м.

Коефіцієнт завантаження двигуна по потужності при виконанні технологічного процесу,  $\zeta_p$ :

$$\zeta_p = N_e / N_{en} \quad (14)$$

Оптимальна величина завантаження дизельних двигунів в залежності від енергомісткості процесу знаходиться в межах  $\zeta_p = 0,70...0,85$ .

Визначення техніко-експлуатаційних показників використання посівних комплексів.

Продуктивність за 1 год. змінного часу,  $\omega_{зм}$ , га/год.:

$$\omega_{зм} = 0,1 \cdot B_P \cdot V_P \cdot \tau, \quad (15)$$

Робоча ширина захвату  $B_P$  для посівних комплексів  $B_P = B_K$ .

де  $\tau$  – коефіцієнт використання часу зміни:

$$\tau = \frac{T_p}{T_{зм}}, \quad (16)$$

де  $T_p$  – час чистої (основної) роботи за зміну, год.;

$T_{зм}$  – тривалість зміни, год. При виконанні сівби  $T_{зм} = 7$  год.

Кількість циклів за зміну,  $n_{ц}$ :

$$n_{ц} = \frac{T_{зм} - \sum T_{нц}}{t_{ц}}, \quad (17)$$

де  $\sum T_{нц}$  – сума позациклових простоїв за зміну, що включає підготовчо – заключний час, час на виконання технічного і технологічного обслуговування агрегатів, час на власні потреби (задається нормативно).  $\sum T_{нц} = 0,42$  год.;

$t_{ц}$  – тривалість циклу, год.;

Тривалість циклу дорівнює:

$$t_{ц} = t_p + t_x + t_{оч} + t_{зав}, \quad (18)$$

де  $t_p$  – тривалість чистої роботи за один цикл, год.;

$t_x$  – тривалість холостого повороту, год.;

$t_{оч}$  – тривалість очікування;

$t_{зав}$  – тривалість завантаження насінням та добривами, год.

$$t_p = \frac{L_p}{V_p} \quad (19)$$

де  $L_p$  – довжина поля, км.

$$t_x = \frac{L_x}{V_x}, \quad (20)$$

де  $L_x$  – довжина холостого повороту, км.

$V_x$  – швидкість руху на поворотах, км/год.  $V_x = 5 \dots 7$  км/год.

Чистий час роботи агрегату за зміну,  $T_p$  (год.):

$$T_p = t_p \cdot n_{ц}, \quad (21)$$

Час поворотів за зміну,  $T_x$  (год.):

$$T_x = t_x \cdot n_{ц}, \quad (22)$$

$$L_x = 7,8B_k, \quad (23)$$

Тривалість очікування дорівнює тривалості під'їзду та від'їзду завантажувача і можна прийняти  $t_{оч} = 3 \dots 4 \text{ хв.} = 0,05 \dots 0,07$  год.

Час завантаження (розвантаження) технологічних місткостей за зміну,  $t_{зав}$ , год.:

$$T_{зав} = t_{зав} \cdot n_{ц}, \quad (24)$$

Тривалість одного завантаження залежить від місткості бункера посівного комплексу та продуктивності завантажувача:

$$t_{зав} = V_6 / w_3. \quad (25)$$

де  $V_6$  – об'єм бункера, м<sup>3</sup>;

$w_3$  – продуктивність завантажувача, м<sup>3</sup>/год.

Значення  $V_6$ ,  $w_3$  наведені в технічній характеристиці відповідних машин.

Продуктивність завантажувача: для ЗС – 30  $w_3 = 30$  т/год. (8,3 кг/с.)

Змінна продуктивність МА,

$$W_{зм} = \omega_{зм} \cdot T_{зм}. \quad (26)$$

Витрата палива на одиницю площі,  $G_{за}$  (кг/га):

$$G_{за} = \frac{G_p T_p + G_x T_x + G_{неп} T_{неп}}{\omega_{зм} \cdot T_{зм}}, \quad (27)$$

де  $G_p, G_x, G_{неп}$  – годинна витрата палива, відпо-

відно, при виконанні технологічного процесу, на поворотах, переїздах, кг/год.;

$T_p, T_x, T_{неп}$  – тривалість, відповідно, чистого часу зміни, поворотів, год.

$$G_p = \frac{g \cdot N_{ен} \cdot \xi_p}{1000}, \quad (28)$$

$$G_x = \frac{0,4 \cdot g \cdot N_{ен}}{1000}, \quad (29)$$

$$G_{неп} = \frac{0,3 \cdot g \cdot N_{ен}}{1000}, \quad (30)$$

$$T_{неп} = \frac{L}{V_{неп}}, \quad (31)$$

де  $L$  – довжина (ширина) поля, км.

$V_{неп}$  – швидкість руху на переїздах, км/год.

Необхідна кількість агрегатів.

Кількість сівальних агрегатів  $n_{АГР}$ , необхідних для своєчасного виконання технологічних операцій, можна визначити за формулою:

$$n_{АГР} = \frac{F}{D_p \cdot w_{зм} \cdot T_{зм} \cdot k_{зм}} \quad (32)$$

де  $F$  – обсяги посівних робіт, га.;

$D_p$  – кількість робочих днів (агροстрок);

$k_{зм}$  – коефіцієнт змінності (кількість змін за робочий день).

### Результати математичного моделювання

Вихідні дані

Культура – озима пшениця.

Технологічна операція – сівба з одночасним внесенням добрив.

Розміри поля: площа  $F = 200$  га; довжина  $L = 2000$  м; ширина  $B = 1000$  м.

Схил місцевості  $i = 4\%$ .

Норма висіву насіння  $Q_n = 200$  кг/га;

Доза внесення добрив  $Q_d = 85$  кг/га.

Питомий опір  $k_0 = 2,5$  кН/м.

Об'ємна маса: насіння  $\gamma_n = 800$  кг/м<sup>3</sup>; добрива  $\gamma_d = 1000$  кг м<sup>3</sup>.

Варіанти: Посівні комплекси:

I МТЗ -3022 ДЦ + Алкор – 7,5

II МТЗ -3022 ДЦ+ Алкор - 10

Загальний вигляд посівних комплексів наведений на рис.1; 2.





Рис.1. Загальний вигляд посівного комплексу Алкор 7,5



Рис.2. Загальний вигляд посівного комплексу Алкор 10

Порядок та результати розрахунків показників роботи посівних комплексів наведений в таблиці 2.

Таблиця 2.

## Показники використання посівних комплексів

Показники	Один. виміру	Варіанти	
		МТЗ -3022 ДЦ + Алкор – 7,5	МТЗ -022ДЦ+ Алкор - 10
1	2	3	4
1.Діапазон оптимальних швидкостей машинного агрегату при сівбі зернових	км/год.	9-11	
4.Прийнятна робоча швидкість по передачах, $V_p$	км/год.	9,2	9,2
6.Загальний опір посівного комплексу на вибраній передачі, $R_m$ :	кН	41,8	48,9
7.Потужність, що витрачається на подолання опору комплексу при виконанні технологічного процесу, $N_m$	кВт	106,8	124,9
Коефіцієнт завантаженості двигуна при сівбі, $\zeta_p$		0,75	0,84
10. Продуктивність за 1 год. основного часу, $\omega_o$	га/год.	6,7	9,0
8.Коефіцієнт використання часу зміни,		0,69	0,66
9.Продуктивність за 1 год. змінного часу, $\omega_{зм}$ :	га/год.	4,6	5,9
10.Змінна продуктивність, $W_{зм}$ :	га	32,2	41,3
– тривалість зміни	год.	7	7
14.Необхідна кількість посівних комплексів, $n_a$	штук	1,0(1)	0,81(1)
19.Гектарна витрата палива, $G_{га}$	кг/га	8,2	7,2
20.Питомі затрати енергії, $З_e$ :	$\frac{кВт*год}{га}$	36,3	31,7
21.Рівень використання агрегатів		0,52	0,55

**Висновок**

З точки зору техніко-експлуатаційних показників більш раціональним посівним агрегатом можна вважати агрегат в складі Беларусь 3022-ДЦ + Алкор - 10. У нього

вища продуктивність (5,9 га/год. проти 4,6 га/год.), погектарна витрата менша на 2 кг/га палива, завантаженість двигуна у нього ближче до нормативного.

**Список використаної літератури:**

1. Методика розробки операційної технології механізованих польових робіт / Г.І.Барабаш, В. М. Зубко, О. Г. Барабаш, Т. В. Хворост. – Суми: ТОВ "Друкарський дім "Папірус", 2016. – 130 с.
2. Експлуатація машинно-тракторного парку / Діденко М.К. 5-е вид., перероб. і доп.- К.: Вища школа. Головне видавництво, 1983.- 447 арк.
3. Оптимізація комплексів машин і структури машинного парку та планування технічного сервісу / [Мельник І.І., Гречкосій В.Д., Марченко В.В., Михайлович Я.М., Мельник В.І., Надточій О.В.]; за ред. І. І. Мельника. – Київ: Видавничий центр НАУ, 2004. – 85 с.
4. Орманджи К.С., Барабаш Г.И. и другие. Правила производства механизированных работ в полеводстве. М., Россельхозиздат, 1983

**Sarzhanov OA**, Sumy National Agrarian University (Ukraine)

**Barabash G.I.**, Sumy National Agrarian University (Ukraine)

**Substantiation of the choice of seeding complexes of domestic production by the method of mathematical modeling**

The proposed article provides methodological approaches to determine the main technical and operational indicators of the use of new sowing complexes of domestic production, for which there is still no information on the sources the effectiveness of their work in specific production conditions; The specific values of the robot modes, productivity, fuel consumption of these machines are given.

Technological processes for soil and sivi cultivation are the main components of zonal scientifically justified systems of agriculture. This is especially important in modern conditions, when resource support of agricultural enterprises is significantly complicated. Traditionally, technical and operational indicators of the use of machine units in crop production are determined on the basis of the fact that according to the reference data on the specific resistance of the working bodies of machines operated in certain soil and climatic conditions, and the well-known traction efforts of tractors choose the necessary transmission, thus loading the tractor engine to optimal value, but within a certain range of agrotechnically permissible speeds. But at the moment the situation has changed. Information that the mentioned indicators are absent due to the fact that laboratory and field research is either not carried out or there is no information about it.

To get out of this provision, it is proposed to provide methodological approaches to determining the technical, operational and energy indicators of the use of sowing complexes, which will make it possible to further justify the choice of one of the alternative units according to the necessary criteria.

**Key words:** sowing, sowing complexes, methodology, power, speed, productivity, fuel consumption, level of use.

Дата надходження до редакції: 01.09.2020 р.



## ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПАРАМЕТРІВ БІОЛОГІЧНИХ ОБ'ЄКТІВ НА ВИХІДНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРИСТРОЮ КОНТРОЛЮ ЇХ ЯКОСТІ

**Яковлев Валерій Федорович**

кандидат технічних наук, професор  
Сумський національний аграрний університет  
ORCID: 0000-0001-5261-4432  
e-mail: VFJAKOV@gmail.com

*Забезпечення високої якості продукції сільськогосподарства, яка реалізується населенню, може бути досягнуто тільки при широкому впровадженні сучасних методів і технічних засобів неруйнівного експресного контролю якісних ознак продукції в технологічних процесах. Тому наукові дослідження, які направлені на створення технічних систем, що забезпечують експресний неруйнівний контроль ступені стиглості та наявності внутрішніх пошкоджень, вище названих біологічних структур, є актуальними.*

*Найбільші труднощі виникають при контролі якісних ознак біологічних об'єктів фіксованої геометричної форми (яблука, баштанні, томати, лимон, апельсин та ін.) в технологічному потоці (виробництва, переробки, зберігання), якість яких не завжди можливо визначити по зовнішньому стану продукту (наприклад, баштанні).*

*Серед великої кількості різних фізичних методів контролю, які можуть бути реалізовані у технічному засобі, найбільш перспективним є метод акустичного зондування, який дозволяє оцінювати якісні ознаки продукту по параметрам акустичного поля.*

*Матеріал, який наведено у даній статті, є результатом експериментальних досліджень, які спрямовані на перевірку основних параметрів електронно-акустичного пристрою визначення якості біологічних структур фіксованої геометричної форми (ЕАП), обраних на базі попередньо проведених теоретичних досліджень, а саме, на оцінку точності поділу об'єктів на фракції за параметрами сигналу післядії їх ударного збудження.*

**Ключові слова:** електронно-акустичний пристрій, параметри акустичного поля, ударне збудження, коефіцієнт загасання, амплітуда, частота, відносна похибка, адитивна похибка, середньоквадратичне відхилення, середньостатистичне значення.

DOI: <https://doi.org/10.32845/msnau.2020.2.4>

**Постановка проблеми.** Одним із важливих питань успішної реалізації сільськогосподарської продукції, як було відмічено раніше, є забезпечення її якісних показників у період її зберігання та реалізації, що можливо при широкому впровадженні сучасних методів і технічних засобів експресного контролю стану продукції, своєчасної вибраковки неякісних екземплярів. Одним із якісних ознак продукції фіксованої геометричної форми (яблука, баштанні, томати, лимон, апельсин та ін.) є ступінь стиглості та наявність внутрішніх пошкоджень, які не завжди можливо визначити тільки по зовнішньому стану оболонки.

Тому наукові дослідження, які направлені на створення технічних систем, що забезпечують експресний неруйнівний контроль ступені стиглості та наявності внутрішніх пошкоджень вище названих біологічних структур в процесі зберігання є актуальними [1, 2, 3].

Серед великої кількості різних фізичних методів контролю, які можуть бути реалізовані у технічному засобі, найбільш перспективним є метод акустичного зондування, який дозволяє оцінювати якісні ознаки продукту по параметрам акустичного поля [1, 2, 3, 4].

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** На підставі раніше проведених досліджень було обґрунтовано інформативні параметри, які характеризують вільні коливання біологічних структур фіксованої геометричної форми різного якісного стану при ударному їх збудженні (амплітуда, коефіцієнт загасання, частота), що дозволяє здійснити розподіл, вище названих структур, за якісними показниками [2, 3]. Результати цих досліджень було реалізовано в електронно-акустичному пристрої неруйнівного контролю якості біологічних об'єктів фіксованої геометричної форми за кое-

фіцієнтом загасання сигналу післядії ударного збудження об'єкту (ЕАП), яке повинно забезпечувати необхідні агротехнічні вимоги, швидкість виконання закладених функцій, їх точність і достовірність.

Нові, більш сучасні, методи потребують нових технічних рішень як по технічним засобам взагалі, так і окремим складовим (окремим блокам) цих пристроїв, з метою підвищення точності і ефективності їх роботи. А це, в свою чергу, потребують проведення відповідних експериментальних досліджень та виробничих випробувань цих засобів для забезпечення відповідних умов їх проектування і технічної реалізації.

Вище викладене, визначає мету та основні задачі досліджень.

**Мета статті.** Висвітлення результатів експериментальних досліджень, які спрямовані на перевірку основних параметрів електронно-акустичного пристрою визначення якості біологічних структур фіксованої геометричної форми (ЕАП), перевірку виконання закладених функцій, їх точність і достовірність.

**Основні матеріали досліджень.** В результаті раніше проведених експериментальних дослідженнях [2, 3] було визначено інформативні параметри розподілу біологічних об'єктів фіксованої геометричної форми різного ступеню стиглості при їх ударному збудженні, а також встановлено граничні значення цих параметрів. На базі цих досліджень було розроблено технічний засіб - електронно-акустичний пристрій неруйнівного експресного контролю якісних ознак вище названих біологічних об'єктів (ЕАП).

Експериментальні дослідження були спрямовані на перевірку основних параметрів електронно-акустичного

пристрою визначення якості біологічних структур фіксованої геометричної форми (ЕАП), а саме, виявлення впливу параметрів біологічних об'єктів на оцінку точності поділу об'єктів на фракції за параметрами сигналу післядії їх ударного збудження. При цьому було вирішено наступні задачі: розроблено принципову схему ЕАП; отримані експериментальні залежності між параметрами об'єкту контролю і вихідними сигналами ЕАП; експериментально визначена точність роботи ЕАП.

Як було відмічено вище, для проведення експериментальних досліджень було виготовлено макет пристрою (рисунок 1), в якому об'єкти дослідження (плоди баштанних) 2 кладуться на спеціально виготовлену підставу, що представляє собою короб, заповнений ґрунтовим матеріалом, на якому об'єкти знаходяться в природних умовах. В якості збудника ударного процесу в зразках використовується механічний блок 1 ЕАП. Прийом сигналу здійснюється вимірювальним перетворювачем 3.

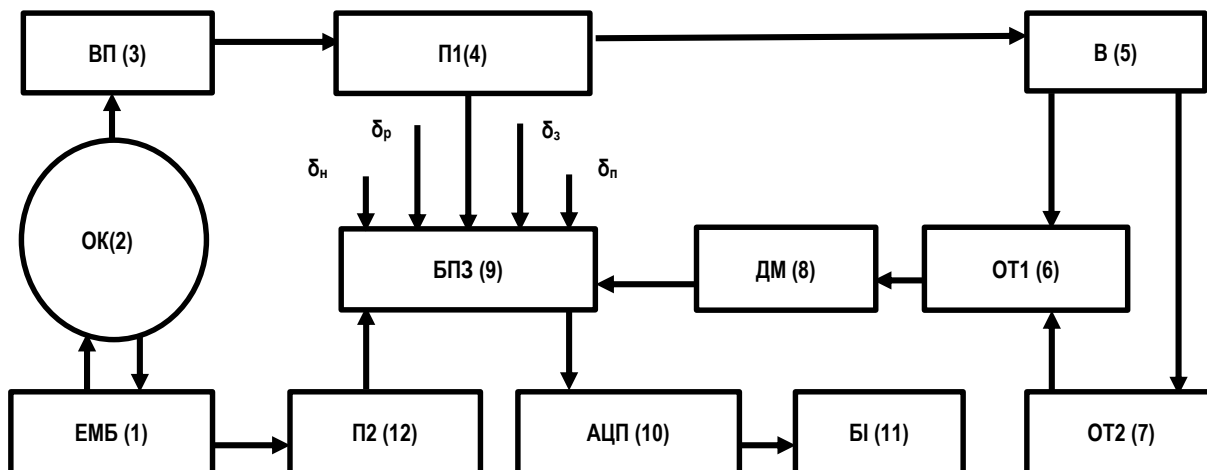


Рисунок 1 – Структурна схема електронно-акустичного пристрою контролю якісних ознак біологічних об'єктів (ЕАП):  
 1 – електромеханічний блок (ЕМБ); 2 – об'єкт контролю (ОК); 3 – вимірювальний перетворювач (ВП);  
 4,12 – підсилювачі (П1, П2); 5 – випрямляч (В); 6,7 – блоки обмеження тривалості сигналу (ОТ1, ОТ2);  
 8 – блок демодуляції сигналу (ДМ); 9 – блок вимірювання параметру загасання (БПЗ);  
 10 – аналого – цифровий перетворювач (АЦП); 11 – блок індикації (БІ)

Блок перетворення післядії ударного збудження в інформативний електричний сигнал про коефіцієнт загасання складається із блоків підсилення (вхідного 12 і вихідного 4), блоку випрямлення сигналу 5, блоків обмеження тривалості сигналу 6,7, блоку демодуляції 8, вимірювача параметру загасання 9, аналого – цифрового перетворювача 10 та блоку індикації якісного стану об'єкту контролю 11.

Дослідження вихідного сигналу, вимірювання його амплітуди, тривалості та форми проводилися за допомогою калібрувача двохпроменевого осцилографа СІ-55. Вибір величини опорної напруги компараторів проводився в ста-

тичному режимі. Величини опорних напруг компараторів обрані рівними  $U_{от1} = 2,72$  В і  $U_{от2} = 1,00$  В, що забезпечує надійне визначення параметра загасання для об'єктів різних фракцій за якістю. Залежності

вихідних сигналів окремих блоків ЕАП, а також точність визначення цих параметрів проводилися для об'єктів різних фракцій по зрілості і різних розмірів (мінімальний, середній, максимальний), в кількості 20 зразків кожної фракції. Вихідні сигнали ЕАП вимірювалися за допомогою осцилографа, з десятиразовою повторністю. Результати статистичної обробки вихідних сигналів ЕАП наведено у таблиці 1.

Таблиця 1 - Результати експериментальних досліджень вихідних сигналів ЕАП в залежності від розміру та параметру загасання об'єктів (стигла фракція)

$D \cdot 10^{-3}, \text{ м}$	$T_{\text{мі}} \cdot 10^{-6}, \text{ с}$	$\sigma_{\tau} \cdot 10^{-6}, \text{ с}$	$\gamma_{\text{уд}}, \%$	$\delta, \text{ с}^{-1}$	$\Sigma \Delta t_{\text{тез}} \cdot 10^{-6}, \text{ с}$	$\sigma_{\tau} \cdot 10^{-6}, \text{ с}$	$\gamma_{\text{уд}}, \%$
250	5,00	0,10	4,10	30,1	715	33,0	9,25
246	4,82	0,13	5,17	31,6	678	27,7	8,16
242	4,64	0,16	6,95	33,0	661	30,7	9,31
237	4,53	0,15	6,47	33,9	632	25,3	8,01
232	4,47	0,13	5,95	35,3	618	24,5	7,92
224	4,40	0,16	7,10	36,9	589	22,4	7,60
218	4,36	0,12	5,57	38,5	574	22,0	7,65
211	4,31	0,17	8,02	39,4	553	20,1	7,28
205	4,28	0,14	6,32	40,8	541	18,9	6,97
200	4,25	0,09	4,12	41,3	527	17,8	6,82
194	4,22	0,17	7,83	41,9	520	17,8	6,85
188	4,23	0,15	7,23	42,6	518	19,0	7,33
182	4,20	0,15	6,89	43,3	510	18,4	7,22
177	4,19	0,17	8,00	44,1	491	17,3	7,04
172	4,17	0,17	8,33	45,0	488	18,3	7,50
166	4,17	0,19	9,00	46,0	481	17,9	7,42

$D \cdot 10^{-3}, \text{ м}$	$T_{\text{гп}} \cdot 10^{-6}, \text{ с}$	$\sigma_{\tau} \cdot 10^{-6}, \text{ с}$	$\gamma_{\text{UD}}, \%$	$\delta, \text{ с}^{-1}$	$\Sigma \Delta T_{\text{ie}\Sigma} \cdot 10^{-6}, \text{ с}$	$\sigma_{\tau} \cdot 10^{-6}, \text{ с}$	$\gamma_{\text{U}\delta}, \%$
161	4,15	0,16	8,00	47,1	463	16,7	7,21
155	4,13	0,17	8,25	48,3	457	16,6	7,27
150	4,12	0,13	6,21	50,7	430	15,5	7,22
148	4,10	0,16	7,67	53,1	411	14,4	7,02

де  $\delta$ , - коефіцієнт загасання,  $\text{с}^{-1}$ ;  $D$  - середній діаметр зразка, м;  $T_{\text{гп}}$  - середнє значення періоду прямокутних рахункових імпульсів, с;  $\Sigma \Delta T_{\text{ie}\Sigma}$  - середнє значення часу, яке дорівнює різниці імпульсів компараторів по задньому фронту, с;  $\sigma_{\tau}$ ,  $\sigma_{\tau}$  - середнє квадратичне відхилення середньої

величини  $T_{\text{гп}}$  і  $\Sigma \Delta T_{\text{ie}\Sigma}$ , відповідно, с;  $\gamma_{\text{U}\delta}$  - відносна похибка, відповідного вихідного сигналу, %.

Залежності середньостатистичних значень вихідних сигналів ЕАП від параметра загасання і розмірів зразків наведені на рисунку 1.

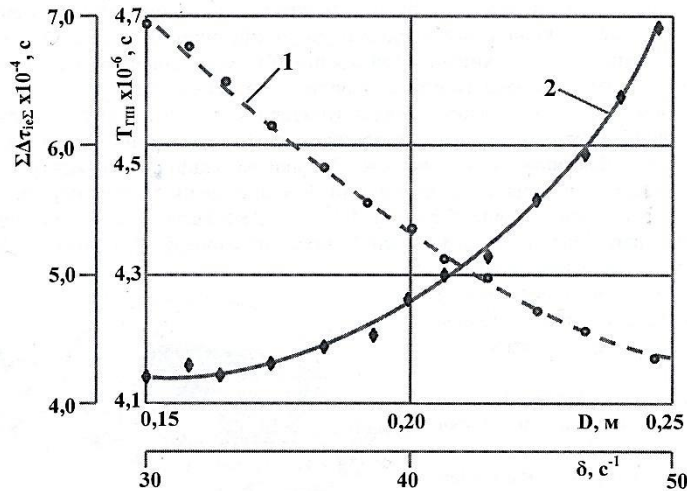


Рисунок 1 - Залежність вихідного сигналу ЕАП від коефіцієнта загасання (1) і розміру зразка (2): 1 -  $\Sigma \Delta T_{\text{ie}\Sigma} = f(\delta)$ ; 2 -  $T_{\text{гп}} = f(D)$

Із отриманих даних слідує, що вихідні сигнали ЕАП об'єктивно пропорційні параметру загасання та пропорційні діаметру зразка. По середньостатистичним значенням та середньоквадратичним відхиленням вихідних сигналів розраховані величини відносних похибок визначення параметру загасання і розміру зразків [5, 6]:

$$\gamma_{\Sigma \text{ЕАП}} = \frac{2\sigma_N}{N} \quad (1)$$

де  $\gamma_{\Sigma \text{ЕАП}}$  - сумарна відносна похибка;  $\sigma_N$  - середнє квадратичне відхилення вихідного сигналу;  $N$  - цифровий код на виході ЕАП.

Аналіз зміни відносних похибок ЕАП при зміні діаметра зразка від 0,15 м до 0,25 м показує, що зі збільшенням діаметру величина відносної похибки змінюється несуттєво, а для параметру загасання зі збільшенням його значення до  $41 \text{ с}^{-1}$  - зменшується в 1,4 рази і при подальшому збільшенні змінюється несуттєво.

Величини відносних похибок вихідних сигналів, наряду з похибками окремих блоків ЕАП, залежать від зовнішніх адитивних перешкод, які обумовлені відмінністю форм зразків від сфери, нестабільністю зусилля притискання датчика, нестабільністю площини контакту поверхні датчика із за відмінної кривизни поверхні зразка.

Знання значень відносних похибок блоків ЕАП та загальної похибки визначення вихідних сигналів ЕАП, пропорційних параметру загасання та розмірам зразків, дозволяє визначити похибку, яка вноситься адитивними перешкодами [5, 6]:

$$\gamma_{\text{аді}} = \sqrt{\gamma_{\text{U}\delta}^2 - \gamma_{\Sigma \text{ЕАП}}^2} \quad (2)$$

де  $\gamma_{\text{аді}}$  - відносна похибка, яка обумовлена адитивними перешкодами і -го параметру, зовні;  $\gamma_{\text{U}\delta}$  - загальна відносна похибка вихідних електричних сигналів, пропорційних

і - му параметру;  $\gamma_{\Sigma \text{ЕАП}}$  - відносна похибка блоків ЕАП по і - му параметру.

Експериментальні дослідження характеристики блоку визначення розміру зразків і блоку визначення параметра загасання проводилося за допомогою генератора стандартних сигналів (ГСС) та виготовленого електронного імітатора експоненціально загасаючих коливань з відомими параметрами сигналів (тривалістю імпульсів  $\tau$ , періодом повторення, частотою коливань, коефіцієнтом загасання, амплітудою).

Експериментальні дослідження блоків ЕАП показали, що принцип дії і елементна база блоків ЕАП забезпечує можливість визначення розмірів та параметру загасання зразків з необхідною точністю, а також мають стабільні у часі характеристики. Відносні похибки блоків ЕАП складають: при визначенні діаметру зразка - 2,30...3,05 %; при визначенні параметру загасання - 3,60...4,12 %; сумарна відносна похибка при визначенні якісного стану об'єктів контролю - 4,27...5,13 %.

Так як вихідний параметр ЕАП (кількість імпульсів  $N$ ) залежить від параметру загасання і розміру об'єкта (див. таблицю 2), загальна сумарна адитивна похибка ЕАП буде

визначатися виразом [5, 6]:

$$\gamma_{\Sigma адN} = \sqrt{\gamma_{адD}^2 - \gamma_{ад\delta}^2} \quad (3)$$

де  $\gamma_{\Sigma адN}$  - сумарна відносна адитивна похибка при вимірюванні якості зразка, %;  $\gamma_{адD}$  - адитивна відносна похибка при вимірюванні діаметру зразка, %;  $\gamma_{ад\delta}$  - адитивна відносна похибка при вимірюванні параметра загасання, %.

ка при вимірюванні діаметру зразка, %;  $\gamma_{ад\delta}$  - адитивна відносна похибка при вимірюванні параметра загасання, %.

Із наведених у таблиці 2 даних слідує, що величина похибок, які обумовлено зовнішніми адитивними перешкодами у, 1,5 та більше рази вище максимальних значень похибок, що вносяться електроакустичним пристроєм.

Таблиця 2 - Значення відносних та сумарних похибок вихідних сигналів ЕАП при визначенні розміру, параметра загасання і кількості імпульсів при оцінці якості об'єктів

Вимірний параметр	Значення похибок, %					
	$\gamma_{\text{ш}}^i$			$\gamma_{\text{ад}}^i$		
	min	середнє	max	min	середнє	max
Середній діаметр, D	4,10	6,89	9,00	3,39	6,38	8,47
Коефіцієнт загасання, $\delta$	6,82	7,56	9,31	5,79	6,50	8,35
Значення сумарних похибок вихідного сигналу ЕАП, %						
	$\gamma_{\Sigma UN}$			$\gamma_{\Sigma адN}$		
Кількість імпульсів, N	7,96	10,23	12,95	6,71	9,11	11,89

### Висновки

1. Проведені експериментальні дослідження блоків ЕАП показали, що принцип дії і елементна база блоків ЕАП забезпечує можливість визначення розмірів та параметру загасання зразків з необхідною точністю, а також мають стабільні у часі характеристики. Відносні похибки блоків ЕАП складають: при визначенні діаметру зразка - 2,30...3,05 %; при визначенні параметру загасання - 3,60...4,12 %; сумарна відносна похибка при визначенні якісного стану об'єктів контролю - 4,27...5,13 %.

2. Встановлено також, що величини відносних похибок вихідних сигналів, наряду з похибками окремих блоків ЕАП, залежать від зовнішніх адитивних перешкод, які обумовлені відмінністю форм зразків від сфери, нестабільністю зусилля притискання датчика, нестабільністю площини контакту поверхні датчика із-за відмінної кривизни поверхні

зразка. Величина цих похибок у 1,5 та більше рази вище максимальних значень похибок, що вносяться електроакустичним пристроєм.

3. Зміни відносних похибок ЕАП при зміні діаметра зразка від 0,15 м до 0,25 м показує, що зі збільшенням діаметру величина відносної похибки змінюється несуттєво, а для параметру загасання зі збільшенням його значення до 41 с<sup>-1</sup> - зменшується в 1,4 рази і при подальшому збільшенні змінюється несуттєво.

4. Проведені теоретичні та експериментальні дослідження свідчать про те, що отримані емпіричні та теоретичні математичні моделі запропонованого електронно-акустичного пристрою можуть бути використані для кількісної оцінки впливу відхилення параметрів блоку на його вихідні характеристики з достатньою ступеню точності та для оптимізації блоку по любому із вихідних параметрів.

### Список використаної літератури:

- Іноземцев Г.Б., Яковлев В.Ф., Козирський В.В. Застосування акустичних технологій в агарному виробництві: Навчальний посібник -К.: ТОВ «Аграр Медіа Груп», 2013. - 171 с.: іл..
- Яковлев В.Ф. Експериментальні дослідження процесу трансформації ударного імпульсу через біологічні об'єкти фіксованої геометричної форми/ В.Ф. Яковлев // Вісник СНАУ Науковий журнал. Серія «Механізація та автоматизація виробничих процесів». Вип.1-2 (35-36), 2019 – с. 30 – 35
- Яковлев В.Ф. Визначення якості сільськогосподарської продукції методом акустичної емісії / Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Технічні науки. Випуск 164 «Проблеми енергозабезпечення та енергозбереження в АПК України. - Харків: ХНТУСГ. - 2015.- С..75 - 77.
- The acoustic control of fruit damage V.F. Jakovlev, I.P. Nazarenko, M.V. Yakovleva, A.N. Terekhov (Tavrijskaja Derčavna Agrotehnična Arademija w. Melitopolu (Ukraine). Sistemy mikropro-cesorowe wrolnictwte . 2nd conference on mickroprocessor systems in acgriculture. Conference materials. 18...19 September 1997, Plock, Poland. с.113-117.
- Технологія наукових досліджень енергетичних систем в агарному виробництві: Навчальний посібник. / Г.Б. Іноземцев, В.В.Козирський. За редакцією Г.Б. Іноземцева. – К.: ТОВ «Аграр Медіа Груп», 2011. – 198 с.
- Ермолов И.Н. Теория и практика ультразвукового контроля.- М.: Машиностроение, 1981. - 240с.

**Yakovlev V. F.,** Sumy National Agrarian University (Ukraine)

### **Experimental studies of the influence of the parameters of biological objects on the output characteristics of their quality control device**

*Ensuring the high quality of agricultural products sold to the population can only be achieved with the widespread introduction of modern methods and technical means of non-destructive express control of quality features of products in technological processes. Therefore, scientific research aimed at creating technical systems that provide express non-destructive control of the degree of maturity and the presence of internal damage to the above biological structures are relevant.*

*The greatest difficulties arise when controlling the qualitative features of biological objects of a fixed geometric shape (apples, melons, tomatoes, lemon, orange, etc.) in the technological flow (production, processing, storage), the quality of which is not always possible to determine by the external state of the product (for example, melons).*

*Among the large number of different physical control methods that can be implemented in a technical device, the most promising is the method of acoustic sounding, which makes it possible to evaluate the qualitative characteristics of a product by the parameters of the acoustic field.*

*The material presented in this article is the result of experimental studies aimed at checking the main parameters of an electronic-acoustic device for determining the quality of biological structures of a fixed geometric shape (EAP), selected on the basis of preliminary theoretical studies, namely, to assess the accuracy of separating objects into fractions by the parameters of the aftereffect signal of their shock excitation.*

**Key words:** *electronic-acoustic device, acoustic field parameters, impact excitation, attenuation coefficient, amplitude, frequency, relative error, additive error, standard deviation, average statistical value.*

Дата надходження до редакції: 19.09.2020 р.

## РУЙНУВАННЯ ЗЕРНА РОБОЧИМИ ОРГАНАМИ ПОДРІБНЮВАЧА УДАРНОЇ ДІЇ

Сердюк Василь Васильович

аспірант

Сумський національний аграрний університет  
0978545199@ukr.net

Плавинський Володимир Іванович

ст. викладач

Сумський національний аграрний університет  
ORSID: 0000-0002-0014-2119

Плавинська Олександра Володимирівна

ст. викладач

Сумський національний аграрний університет  
ORCID: 0000-0003-2837-2087  
e-mail: bobrica-k@ukr.net

*В статті розглядається інтенсивність руйнування зерна з точки зору оптимізації процесу, аналізу результатів експериментальних досліджень по подрібненню зерна подрібнювачем ударної дії з урахуванням оптимальних конструктивних параметрів. Досліджувалися взаємодія зернини з ударними елементами ротора та відбивними пластинами статора, проведено аналітичні розрахунки конструктивних елементів, що безпосередньо впливають на інтенсивність руйнування зерна.*

**Ключові слова:** інтенсивність руйнування, подрібнення, зерно, ступінь подрібнення, відбивна пластина, ударний елемент.

DOI: <https://doi.org/10.32845/msnau.2020.2.5>

*Постановка проблеми:* У технології приготування кормів одним із основних є процес подрібнення, що зумовлене зоотехнічними вимогам. Подрібнення матеріалу відбувається за рахунок послідовної механічної взаємодії його з активними (ротором) і пасивними (статором) робочими органами. При ударних навантаженнях на зерно, в ньому на початковій стадії руйнування з'являються субмікроскопічні тріщини з розбіжностями двох сусідніх атомних шарів в напрямку, де сили міжатомного тяжіння стають дуже малими. В подальшому пошкодження зерна набуває значно більших розмірів за розміри структурних зв'язків зерна, що в кінці призводить до утворення мікротріщини[1,2]. Руйнування зерна на дрібні частинки відбувається за рахунок енергії, яка і виконує роботу по подрібненню. В результаті подрібнення утворюється велика кількість частинок з "високо розвиненою" поверхнею, що сприяє прискоренню процесів травлення та засвоєння поживних речовин тваринами[3]. Подрібнювачі ударної дії є "контактними" за своєю конструкцією, що забезпечує високу ступінь подрібнення та зниження енерговитрат.

Встановлення відбивних пластин під різним кутом дозволяє змінити ступінь подрібнення внаслідок багаторазової ударної дії на зерно в подрібнювальній камері, а саме між ударними елементами ротора та статором. Тому за мету наших досліджень було прийнято визначити вплив деяких параметрів подрібнювача, а саме - положення відбивних пластин на підвищення його ефективності роботи.

*Формулювання цілей статті (постановка завдання).* Визначити оптимальні значення конструктивних параметрів подрібнювача що суттєво впливають на інтенсивність руйнування зерна.

*Аналіз останніх досліджень і публікацій.* Подрібнення зерна на існуючих лініях приготування кормових сумішей

проводиться в багатьох випадках подрібнювачами ударної дії. Для визначення оптимального співвідношення показників якості кормів та витрат енергії на подрібнення зерна необхідні подальші дослідження, так як енергетичні витрати залежать від багатьох факторів. Аналіз аналітичних досліджень приводить до висновку, що молоткові подрібнювачі мають ряд недоліків, а саме - велика металоємність та енергоємність, нерівномірний гранулометричний склад подрібнювального матеріалу, швидке зношування робочих органів та ін. В молоткових дробарках під прямий центральний удар потрапляє лише 5% зерна від загальної кількості подрібнювального матеріалу [4]. Використання енергії на подрібнення зерна є складною функцією деяких змінних величин, а саме фізико-механічних властивостей подрібнювального матеріалу, технологічних, конструктивних та геометричних параметрів робочих органів. Значний вклад в розвиток теорії подрібнення зернових матеріалів внесли В.П. Горячкін, В.І. Сироватка, С.В. Мельников, І.І. Ревенко, О.М. Пилипенко та інші вчені. Вважаємо за доцільне спрямувати дослідження процесу подрібнення зерна на удосконалення використання енергії активного удару робочими органами. Тому, необхідно провести дослідження спрямовані на визначення енергії руйнування зерна та впливу на цей процес конструктивних параметрів подрібнювача.

*Мета дослідження.* Обґрунтувати оптимальні конструктивні параметри подрібнювача зерна ударної дії які здатні забезпечити мінімальні витрати енергії при максимальній інтенсивності руйнування зерна.

*Результати дослідження.* Дослідження проводилися у міжфакультетській лабораторії сучасних технологій Сумського НАУ і спрямовані на визначення максимальної інтенсивності руйнування зерна при його подрібненні.

*Вклад основного матеріалу дослідження.* Прове-

дений аналіз літературних джерел, [4,5,6,7,8] з роботи подрібнювачів дозволив визначити основні конструктивні і технологічні фактори, що суттєво впливають на процес подрібнення зерна.

Процес подрібнення в подрібнювачах ударної дії повинен створювати умови руйнування зерна, за яких на матеріал багаторазово діє механічне навантаження робочими органами, що в свою чергу сприяє зменшенню часу роботи на подрібнення та знижує енерговитрати.

При взаємодії зернини з ударними елементами ротора відбувається часткове руйнування, а в подальшому під дією відцентрової сили зернина потрапляє на відбивну пластину статора, де і має місце процес інтенсивного руйнування. При цьому зернина в результаті удару повністю не руйнується, а енергія витрачена, процес подрібнення може бути не завершений. Цю проблему розглянуто в роботі [9]

але процес подрібнення, досліджувався без урахування відбивних пластин у вигляді конструктивних елементів статора. Розроблена та запропонована конструкція подрібнювача ударної дії (патент на корисну модель UA № 115612 U., B02C 13/2., 25. 04. 2017, Бюл. №8) [8] дозволяє значно підвищити ступінь подрібнення, завдяки значного підвищенню "лобового" удару. Процес подрібнення приведено на схемі (Рис.1). При обертанні ротора, подрібнювальний матеріал 3 захоплюється ударними елементами 1 і направляється на відбивні пластини 2, які закріплені між ротором і статором. При цьому, таке розташування відбивних пластин 2 забезпечує рух матеріалу перпендикулярно до їх площі. Тобто має місце "лобовий" удар зернини по відношенню до відбивних пластин 2. При такому розташуванні відбивної пластини 2, сила удару буде максимальною, а відповідно і максимальною інтенсивністю руйнування.

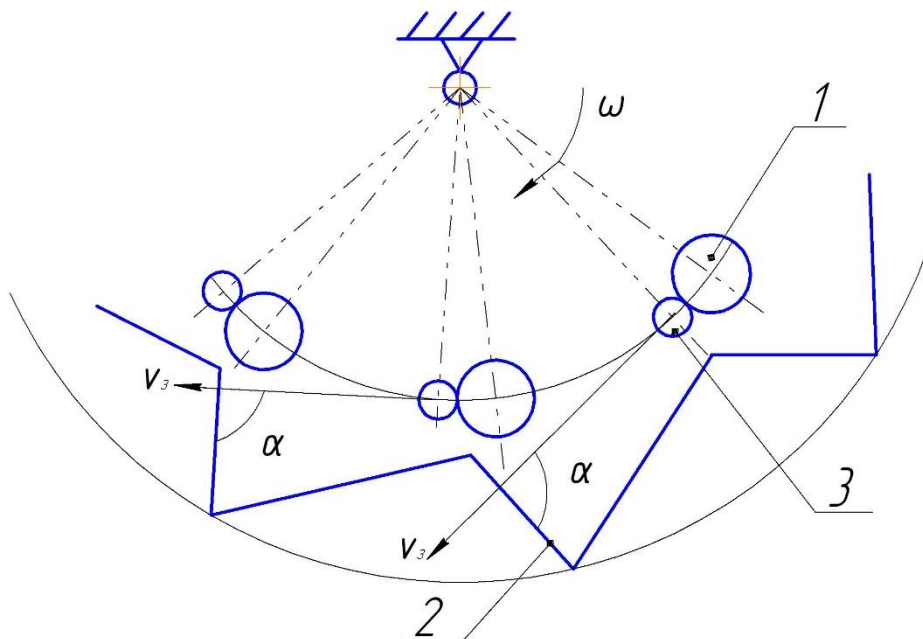


Рис.1. Схема подрібнення.

1-ударний елемент ротора; 2-відбивна пластинка статора;  
3-подрібнювальний матеріал; α-кут між нормаллю до поверхні відбивної пластини та напрямком руху ротора;  $V_z$  – напрямком руху зернини.

З метою аналітичного ґрунтування максимальної інтенсивності руйнування зерна при його подрібненні розглянемо подрібнення з використанням подрібнювача ударної дії (Рис.1) до конструктивних елементів якого, входять відбивні пластини статора.

Коли зернина потрапляє до робочої камери в зону подрібнення подрібнювача вона зустрічається з ударним елементом ротора, де частково підлягає руйнуванню, а потім потрапляє на відбивну пластину статора, де має місце ударний імпульс S [9].

$$S = \int_0^t F_D dt - m_z(V_z - v_z), \quad (1)$$

де  $F_D$  - сила удару по відбивній пластині, Н;  
 $m_z$  - маса зернини, кг;  
 $v_z$  і  $V_z$  – швидкість зернини відповідно до та після удару, м/с.

Якщо поверхня відбивної пластини ідеально гладка та жорстко закріплена під кутом α до напрямку руху ротора, то можна визначити швидкість та напрям польоту зернини після удару по відбивній пластині[8].

$$V_z = v \cdot \sin \alpha \cdot \sqrt{1 + \varepsilon^2 \cdot \operatorname{ctg}^2 \alpha}; \quad \beta = \operatorname{arccotg}(\varepsilon \cdot \operatorname{ctg} \alpha) \quad (2)$$

де  $V_z$  – швидкість зернини після удару, м/с;

$V_n$  – лінійна швидкість ротора, м/с;

α – кут між нормаллю до поверхні відбивної пластини

та напрямком руху ротора, град;

β – кут відбиття зернини від поверхні ударного елемента ротора, град;

$\varepsilon$  – коефіцієнт відновлення зернини після удару, який визначається з довідника, або експериментальним шляхом за залежністю;

$$\varepsilon = \sqrt{h_B/h} \quad (3)$$

де  $h_B$  – висота відбиття зернини від поверхні пластини, м;

$h_n$  – висота падіння зернини, м.

За своєю структурною будовою зерно являється анізотропним не ідеально пружним тілом, що має своє невід’ємне значення пружності, та зусилля що прикладене на руйнування, тому потрібно враховувати такі показники як площа поверхні зернини та її об’єм.

Площу поверхні зернини та об’єм можна визначити за виразами [4]:

$$S_3 = 4\pi R \cdot (l + 3R); V_3 = K_3 abl \quad (4)$$

де  $S_3$  - площа поверхні зернини, м<sup>2</sup>;

$V_3$  - об’єм зернини, м<sup>3</sup>;

$a, b, l$  - відповідно товщина, ширина та довжина зернини, м;

$R = (5a + 6b)/60$  – приведений радіус зернини, м;

$K$  - коефіцієнт, що враховує форму зернини.

Розміри зерна, показники міцності, сорт та його вологість впливають на процес подрібнення із відповідними додатковими витратами які потрібно враховувати при розрахунках та аналізу руйнування.

Для визначення розмірів зернини застосовуємо залежності:

$$d_{np} = (5a + 6b) / 30 \quad (5)$$

Умовою подрібнення зернини буде співвідношення:  $F_d \geq F_{руйн}$ , де  $F_{руйн}$  - сила руйнування зерна стиском. Визначимо силу руйнування зерна за виразом:

$$F_p = \frac{m_3 \cdot \omega \cdot \sin \alpha}{(5a + 6b)/30} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot (1 + \varepsilon^2 \cdot \operatorname{ctg} \alpha) \cdot (-\mu)}{(1 + \mu) \cdot (1 - 2\mu) \cdot \rho}} \quad (6)$$

де  $F_p$  – сила руйнування зерна, Н;

$m_3$  - маса зернини, кг;

$\omega$  - швидкість руху ротора, с<sup>-1</sup>;

$a, b, l$  - товщина, ширина та довжина зернини, м;

$\alpha$  - кут між напрямом руху зернини після взаємодії із ударним елементом і відбивною пластиною, град;

$E$  - модуль пружності зсувних деформацій;

$\varepsilon$  - коефіцієнт відновлення зернини після удару (за довідником);

$\mu$  - коефіцієнт поперечної деформації для зерна (в розумінні коефіцієнта Пуассона);

$\rho$  - густина зернини.

Для нашого випадку, точка контакту з відбивною пластиною зернини, з урахуванням положення кута  $\alpha$  може бути описана з достатньою вірогідністю частиною формули(6), а саме:

$$F_p = \frac{m_3 \cdot \omega \cdot \sin \alpha}{(5a + 6b)/30} \quad (7)$$

де  $F_p$  - сила руйнування зернини, Н;

$m_3$  - маса зернини, кг;

$\omega$  - швидкість руху ротора, с<sup>-1</sup>;

$\alpha$  - кут між напрямом руху зернини після взаємодії із ударним елементом і відбивною пластиною, град;

$a, b, l$  - товщина, ширина та довжина зернини, м;

Аналізуючи формулу (7) приходимо до висновку, що найбільша інтенсивність руйнування зерна подрібнювачем ударної дії за схемою (Рис.1) з встановленими відбивними пластинами відбувається при куту положення відбивної пластини –  $\alpha = 90^\circ$ . Також, позитивно на інтенсивність руйнування буде впливати маса зернини та лінійна швидкість ударного елемента. При  $\alpha = 90^\circ$  має місце "лобовий" удар. Зі збільшенням або зменшенням кута  $\alpha$  (більше або менше  $90^\circ$ ) інтенсивність руйнування знижується.

**Висновок.** Аналітично визначена та експериментально підтверджена максимальна ефективність подрібнення зерна подрібнювачем ударно дії при встановленні відбивних пластин під кутом  $90^\circ$  до напрямку руху зернини, що забезпечується максимальною інтенсивністю його руйнування.

#### Список використаної літератури:

1. Биргер А.И. Расчет на прочность деталей машин: Справочник / А.И. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б.Иосилевич. – 3-е изд., перераб. И доп. – М.: Машиностроение, 1979.-702 с.
2. К. Джонсон. Механика контактного взаимодействия: Пер. с англ. / К.Джонсон,-М.: Мир, 1989.-510 с.
3. Механизация приготовления кормов: Справочник //Под. Ред. В.И. Сыроватка – М.: Агропромиздат, 1985. – 368 с.
4. Ревенко І.І. та ін. Проектування механізованих технологічних процесів тваринницьких підприємств. К.: Урожай, 1999. – 191 с.
5. Сердюк В.В., Руденко В.А. Дослідження процесу подрібнення зерна ударно-сепараційним подрібнювачем. Вісник СНАУ, випуск 10(25), 2013. с.117-121.
6. Кукта Г.М. Машины и оборудование для приготовления кормов. М.: Агропромиздат, 1987. – 303 с.
7. Механіко-технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів. Підручник / О.М. Царенко, Д.Г. Войтюк та ін. За ред. Яцуна С.С. К.: Мета, 2003. – 448 с.
8. Патент на корисну модель UA № 115612 U.,B02C 13/2., 25. 04. 2017, Бюл. №8. Подрібнювач зерна ударної дії.
9. Бутенин Н.В. Курс теоретической механики / Н.В. Бутенин, Я.Л. Лунц, Д.Р. Меркин. – М.: Наука, 1979. – Т. 2. – 544 с.



**Serdyuk V.V.**, Sumy National Agrarian University (Ukraine)

**Plavinsky V.I.**, Sumy National Agrarian University (Ukraine)

**Plavinskaya A.V.**, Sumy National Agrarian University (Ukraine)

***Destruction of grain by working bodies of the impact cutter.***

*The article discusses the intensity of grain destruction from the point of view of process optimization, analysis of the results of experimental studies on grain refining with an impact grinder, taking into account the optimal design parameters. The interaction of grain with rotor impact elements and stator chops was investigated, analytical calculations of structural elements that directly affect the intensity of grain destruction were carried out. The grinding process in impact grinders should create conditions for the destruction of grain, under which the material is repeatedly subjected to mechanical loading by the working bodies, in turn, this helps to reduce the time for grinding and reduces energy consumption.*

*When the grain interacts with the impact elements of the rotor, partial destruction occurs, and later, under the action of the centrifugal force, the grain falls on the stator reflecting plate, where the process of intensive destruction takes place. In this case, the grain as a result of the impact is not completely destroyed, and the energy is expended, the grinding process may not be completed. The grinding process was studied without taking into account the chop plates in the form of structural elements of the stator. The design of a percussion grinder has been developed and proposed (patent for a useful model UA No. 115612 U., B02C 13/2, 25 04. 2017, Bul. No. 8), which allows to significantly increase the degree of grinding due to a significant increase in "frontal" impact.*

*The principle of operation of this design is as follows - when the rotor rotates, the crushed material is carried away by the impact elements and directed to the chop plates fixed between the rotor and stator. This arrangement of the baffle plates ensures the movement of material perpendicular to their area. That is, there is a "frontal" impact of the grain in relation to the chops. With this arrangement of the reflective plate, the force of destruction of the grain is greatest, and, accordingly, the intensity of destruction will be maximum.*

*Analyzing the results of the study, we come to the conclusion that the greatest intensity of grain destruction by a percussion grinder with installed chops occurs at the angle of the reflective plate position in relation to the direction of grain movement ( $\alpha = 90^\circ$ ). Also, the grain mass and the linear velocity of the striking element will have a positive effect on the intensity of destruction. At  $\alpha = 90^\circ$  "frontal" impact takes place. With an increase or decrease in the angle  $\alpha$  (more or less than  $90^\circ$ ), the intensity of destruction decreases.*

**Key words:** *intensity of destruction, grinding, grain, degree of grinding, baffle plate, impact element.*

Дата надходження до редакції: 19.09.2020 р.

## ЗАЛЕЖНІСТЬ ТЕХНІКО-ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПОКАЗНИКІВ РОБОТИ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА ВІД РЕЖИМІВ ЙОГО РОБОТИ

**Барабаш Григорій Іванович**

кандидат технічних наук, доцент  
Сумський національний аграрний університет  
ORCID: 0000-0003-1075-479X  
e-mail: [grinya45@ukr.net](mailto:grinya45@ukr.net)

**Зубко Владислав Миколайович**

кандидат технічних наук, доцент  
Сумський національний аграрний університет  
ORCID: 0000-0002-2426-2772  
e-mail: [zubkovladislav@ukr.net](mailto:zubkovladislav@ukr.net)

**Саржанов Богдан Олександрович**

асистент  
Сумський національний аграрний університет  
ORCID: 0000-0001-9796-9499  
e-mail: [arhimag0@gmail.com](mailto:arhimag0@gmail.com)

В запропонованій статті наведені методичні підходи стосовно визначення основних техніко-експлуатаційних показників зернозбирального комбайна в залежності від режимів його роботи, що дає можливість встановити вплив цих чинників на техніко-експлуатаційні показники його роботи.

**Ключові слова:** комбайн, збирання, жатка, ширина захвату, швидкість, продуктивність, витрата палива.

DOI: <https://doi.org/10.32845/msnau.2020.2.6>

**Постановка проблеми.** Проблема полягає в тому щоб встановити залежності показників використання зернозбирального комбайна від швидкості руху комбайна та робочої ширини захвату жатки - хедера шляхом математичного моделювання.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Загально відомо, як визначаються показники використання зернозбиральних комбайнів при відомих технічних характеристиках та величини врожайності різних зернових культур. Однак аналітичних досліджень стосовно того, як впливає рівень врожайності озимої пшениці на показники ефективності роботи конкретної марки комбайна нами виявлено не було.

**Формування цілей статті та мета досліджень.** Надати методичні підходи по визначенню основних техніко-експлуатаційних показників використання зернозбиральних комбайнів, які суттєво впливають на ефективність їх використання.

Теоретичні передумови визначення техніко-експлуатаційних показників використання комбайнів

1. Продуктивність збирального агрегату за одну годину основного часу:

\* по намолоту зерна,  $\omega^H$  (т/год.):

$$\omega^H = \frac{3,6 * q_M}{1 + \delta_C}, \quad (1)$$

$q_M$  – можлива пропускна здатність молотарки комбайна в реальних умовах роботи, кг/с;

$\delta_C$  - соломістість хлібної маси (відношення маси соломки до маси зерна).

\* по зібраній площі,  $\omega^P$  (га/год.):

$$\omega_0^H = \frac{10 * \omega_O^H}{Y_3}, \quad (2)$$

де  $Y_3$  - урожайність зерна, ц/га.

$$q_M = 0,6 * q_H * \left(1 + \frac{1 - \varepsilon}{\delta + \varepsilon}\right) * K_W, \quad (3)$$

де  $q_H$  – номінальна пропускна здатність молотарки в еталонних умовах збирання, кг/с.

$\varepsilon$  - забур'яненість рослинної маси;

$K_W$  - поправочний коефіцієнт до пропускної здатності, що враховує вологість незернової частини врожаю.

2. Робоча швидкість комбайна  $V_{P^q}$  (км/год.), визначена через пропускну здатність молотарки:

$$V_{P^q} = \frac{360 * q_M}{B_p * Y_3 (1 + \delta_C)}, \quad (4)$$

де  $B_p$  – робоча ширина захвату жатки, м;

$$B_p = \beta B_k \quad (5)$$

де  $\beta$  – коефіцієнт використання ширини захвату жатки;  $\beta = 0,9 \dots 0,95$ .

3. Продуктивність за 1 год. змінного часу,  $\omega_{зм}$  (га/год., т/год.):

$$\omega_{зм} = \omega_0 T, \quad (6)$$

де  $T$  – коефіцієнт використання часу зміни;

$$T = \frac{T_P}{T_{ЗМ}}, \quad (7)$$

де  $T_P$  - тривалість чистої (основної) роботи за зміну, год.;

$T_{ЗМ}$  – тривалість зміни, год.  $T_{ЗМ} = 7$  год.

4. Кількість циклів за зміну,  $n_{ц}$ :

$$n_{\text{ц}} = \frac{T_{\text{ЗМ}} - \sum T_{\text{нц}}}{t_{\text{ц}}}, \quad (8)$$

де  $\sum T_{\text{нц}}$  – сума поза циклових простоїв за зміну, що включає підготовчо – заключний час, час на виконання технічного і технологічного обслуговування агрегатів, час на власні потреби (задається нормативно).  $\sum T_{\text{нц}} = 0,42$  год.;

$t_{\text{ц}}$  – тривалість циклу, год.;

Тривалість циклу дорівнює:

$$t_{\text{ц}} = t_p + t_x + t_{\text{оч}} + t_{\text{роз}}, \quad (9)$$

де  $t_p$  – тривалість чистої роботи, год.;

$t_x$  – тривалість холостих поворотів, год.;

$t_{\text{оч}}$  – тривалість очікування транспортного засобу,

год.;

$t_{\text{роз}}$  – тривалість розвантаження, год.

$$t_p = L_p / V_p \quad (10)$$

де  $L_p$  – довжина поля, км;

$V_p$  – робоча швидкість комбайна, км/год.

$$t_x = L_x / V_x \quad (11)$$

де  $L_x$  – довжина холостого повороту комбайна, м.

$V_x$  – швидкість руху комбайна на поворотах,

км/год.

Мінімальна довжина холостого ходу при русі вкругову буде при попередньому виконанні прокосів по «конверту». Тоді

$$L_x = 1,4 B_k \quad (12)$$

При русі «по конверту»  $V_x = V_p$ .

Тривалість очікування транспортних засобів складається з тривалості під їзду до комбайна та від їзду від нього. При раціональній організації праці

$t_{\text{оч}} = 1,5 \dots 2,0$  хв = 0,03 год.;  $t_{\text{роз}} = 3$  хв = 0,05 год..

Чистий час роботи агрегату за зміну,  $T_p$  (год.):

$$T_p = t_p \cdot n_{\text{ц}}, \quad (13)$$

Час поворотів за зміну,  $T_x$  (год.):

$$T_x = t_x \cdot n_{\text{ц}}, \quad (14)$$

Тривалість очікування транспортних засобів за зміну,  $T_{\text{оч}}$  (год.):

$$T_{\text{оч}} = t_{\text{оч}} n_{\text{ц}}. \quad (15)$$

Тривалість розвантаження зернових бункерів за зміну,  $T_{\text{роз}}$  (год.):

$$T_{\text{роз}} = t_{\text{роз}} n_{\text{ц}}. \quad (16)$$

5.Змінна продуктивність комбайна,  $W_{\text{ЗМ}}$ :

$$W_{\text{ЗМ}} = \omega_{\text{ЗМ}} \cdot T_{\text{ЗМ}}. \quad (17)$$

6.Максимально можлива потужність двигуна при виконанні технологічного процесу обмолоту пшениці та самопересування,  $N_e$  (кВт):

$$N_e = \frac{R_M \cdot v_p}{3,6 \cdot \eta_{\text{ТР}} \cdot \eta_{\delta} \cdot \eta_{\text{ПП}}} + \frac{N_{\text{ПП}} \cdot q_M + N_{\text{ВОМ}}^{\text{XX}}}{\eta_{\text{ВОМ}}}, \quad (18)$$

де  $R_M$  – загальний опір комбайна, кН;

$N_{\text{ВОМ}}^{\text{XX}}$  – питомі затрати потужності на холостий привід робочих органів, кВт,  $N_{\text{ВОМ}}^{\text{XX}} = 2,0$  кВт\*с/кг;

$N_{\text{ПП}}$  – питома потужність на технологічний процес, кВт\*с/кг;

$N_{\text{ПП}} = 5$  кВт\*с/кг.

$\eta_{\text{ВОМ}}$  – ККД передач,  $\eta_{\text{ВОМ}} = 0,95$ ;

$\eta_{\text{ТР}}$  – ККД трансмісії,  $\eta_{\text{ТР}} = 0,85$ ;

$\eta_{\delta}$  – коефіцієнт буксування,  $\eta_{\delta} = 0,97$ ;

$\eta_{\text{ПП}}$  – ККД пасової передачі,  $\eta_{\text{ПП}} = 0,95$ .

$$R_M = G_M \cdot (f+i/100), \quad (19)$$

де  $G_M$  – вага комбайна з урахуванням ваги зерна в бункері, кН;

$f$  – коефіцієнт опору коченню,  $f = 0,1$ ;

$i$  – схил місцевості, %, (для подальших розрахунків прийmemo  $i = 3\%$ ).

$$G_M = G_K + G_3, \quad (20)$$

де  $G_K$  – вага комбайна, кН;

$G_3$  – вага зерна в бункері, кН.

$$G_3 = V_B \cdot \gamma_3 \cdot \lambda \cdot 9,81/1000, \quad (21)$$

де  $V_B$  – місткість бункера, м<sup>3</sup>;

$\gamma_3$  – об'ємна маса зернового вороху в бункері, т/м<sup>3</sup>,  $\gamma_3 = 700$  кг/м<sup>3</sup>;

$\lambda$  – коефіцієнт заповнення бункера,  $\lambda = 0,95$ .

Коефіцієнт завантаженості двигуна,  $\eta_{\text{де}}$ .

$$\eta_{\text{де}} = N_e / N_e^H \quad (22)$$

7.Коефіцієнт експлуатації (рівень використання) агрегата,  $\eta_e$ :

$$\eta_e = \tau \cdot \eta_{\text{де}} \cdot \beta \quad (23)$$

8.Витрата палива на одиницю площі,  $G_{\text{за}}$  (кг/га):

$$G_{\text{за}} = \frac{G_p T_p + G_x T_x + G_{\text{оч}} T_{\text{оч}} + G_{\text{роз}} T_{\text{роз}}}{\omega_{\text{ЗМ}} T_{\text{ЗМ}}}, \quad (24)$$

де  $G_p, G_x, G_{\text{оч}}, G_{\text{роз}}$  – годинна витрата палива, відповідно, при виконанні технологічного процесу, на поворотах, під час очікування транспорту, під час розвантаження, кг/год.;

$$G_p = \frac{g_e \cdot N_{\text{ен}} \cdot \xi_p}{1000}, \quad (25)$$

$$G_x = \frac{0,4 \cdot g_e \cdot N_{\text{ен}}}{1000}, \quad (26)$$

$$G_{\text{роз}} = \frac{0,2 \cdot g_e \cdot N_{\text{ен}}}{1000}, \quad (27)$$

$$G_{\text{оч}} = \frac{0,1 \cdot g_e \cdot N_{\text{ен}}}{1000}, \quad (28)$$

$$T_{\text{пер}} = \frac{L}{V_{\text{пер}}}, \quad (29)$$

де  $L$  – довжина поля, км.

$V_{\text{пер}}$  – швидкість руху на переїздах, км/год. Можна прийняти  $V_{\text{пер}} = 20$  км/год.

Витрата палива на 1 т намолоченого зерна,  $G_m$  (кг/т):

$$G_m = 10 G_{\text{за}} / \gamma_3. \quad (30)$$

9.Необхідна кількість комбайнів,  $n_k$ .

$$n_k = \frac{F}{D_p \cdot w_{3M} \cdot T_{3M} \cdot K_{3M}} \quad (31)$$

де  $F$  – площа поля, га;  
 $D_p$  – кількість робочих днів (агрострок);  
 $K_{3M}$  – кількість змін за робочий день.

Результати розрахунків по визначенню ефективності використання зернозбирального комбайна з різною шириною захвата жатки

*Вихідні дані.*

За даними статистики для умов Лісостепу Сумської області в господарствах середня площа, яка зайнята під ранніми зерновими, складає близько 1000-1500 га, в тому числі під пшеницею зайнято близько половини цих площ.

Розміри полів коливаються в межах від 50 до 300 га. Врожайність зернових культур знаходиться в межах 30-70 ц/га.

Для розрахунків приймаємо:

- розміри поля: лоща  $F = 200$  га; довжина  $L = 2000$ м; ширина  $B = 1000$  м.

- рівень врожайності пшениці, прийнятої для розрахунків:  $U_3 = 50$  ц/га;

- характеристика хлібної маси: солонистість хлібною маси  $\delta_c = 1,2$ ;

забур'яненість відсутня; вологість соломи – кондиційна.

Марк комбайна: «Палессе GS 12»

Конструкційна ширина захвата жатки-хедера по варіантах: 1 – 5м; 11 – 7м; 111-9м.

Загальний вигляд комбайна наведений на рис.1.



Рис.1. Комбайн «Палессе GS 12» в роботі

Показники використання комбайна наведені в таблиці.1.

Таблиця 1

Техніко-експлуатаційні показники використання комбайна

Показники	Одиниці виміру	Варіанти		
		I	11	111
1	2	3	4	5
1.Можлива пропускна здатність молотарки комбайна, $q_m$	кг/с	13,2	13,2	13,2
- номінальна пропускна здатність, $q_n$	кг/с	12,0	12,0	12,0
2.Робоча ширина захвата жатки, $v_p$ :				
- конструктивна ширина захвата, $v_k$	м	4,8	6,6	8,3
- коефіцієнт використання ширини захвату	м	5	7	9
	м	0,96	0,94	0,92
3.Продуктивність комбайна за 1 год. основного часу по намолоту зерна, $\omega_0^m$ :	т/год.	21,8	21,8	21,8
4.Продуктивність комбайна за 1 год. основного часу по зібраній площі, $\omega_0^p$	га/год.	2,9	2,9	2,9
5.Робоча швидкість, $V_p$	км/год.	9,1	6,6	5,2
- врожайність зерна, $U_3$	ц/га	50	50	50
6.Тривалість одного робочого проходу, $t_p$	год.	0,22	0,30	0,38
7.Довжина холостого повороту, $L_x$	км	0,007	0,010	0,012

Показники	Одиниці виміру	Варіанти		
		I	II	III
1	2	3	4	5
8.Тривалість холостого повороту, $t_x$	год	0,001	0,002	0,003
9.Тривалість очікування розвантаження, $t_{оч}$	год	0,003	0,003	0,003
10.Тривалість розвантаження, $t_{роз}$	год.	0,005	0,005	0,005
11.Тривалість цикла, $t_c$	год	0,229	0,310	0,390
12.Кількість циклів, $n_c$		28,7	21,2	16,9
13.Тривалість чистої (основної) роботи, $T_p$	год.	6,31	6,36	6,42
14.Тривалість поворотів, $T_x$	год.	0,029	0,042	0,050
- швидкість холостого ходу, $V_x$	км/год.	9,1	6,6	5,2
15.Коефіцієнт використання часу зміни, $t$		0,90	0,91	0,92
16.Продуктивність комбайна за 1 год. змінного часу по намолоту зерна, $\omega_d^{п}$ :	т/год.	19,62	19,83	20,06
17.Продуктивність комбайна за 1 год. змінного часу по зібраній площі, $\omega_d^п$	га/год.	2,61	2,64	2,67
Продовження таблиці 1				
18.Змінна продуктивність	га	18,3	18,5	18,7
19.Експлуатаційна вага комбайна	кН	209	215	221
20.Загальний опір комбайна	кН	27,2	28,0	28,7
21.Втрати потужності на самопересування	кВт	88,2	65,8	52,8
22.Втрати потужності на виконання технологічного процесу	кВт	97,3	97,3	97,3
23.Загальні втрати потужності	кВт	185,5	163,1	150,1
24.Коефіцієнт завантаженості двигуна		0,76	0,67	0,62
25.Годинна витрати палива під навантаженням, $G_p$ :	кг/год.	37,1	32,6	30,0
- питоми витрати палива, $g_e$	г/кВт*год			
- номінальна ефективна потужність		200	200	200
двигуна, $N_e$	кВт	243	243	243
26.Годинна витрата палива при здійсненні холостих поворотів, $G_x$	кг/год.	19,4	19,4	19,4
27.Годинна витрата палива при очікуванні транспорту, $G_z$	кг/год.	4,8	4,8	4,8
28.Годинна витрата палива при вивантаженні зерна, $G_{роз}$	кг/год	9,7	9,7	9,7
29.Погектарна витрата палива, $G_{га}$	$\frac{кг}{га}$	12,9	11,3	10,1
30.Витрата палива на 1 т намолоченого зерна, $G_m$	кг/т	2,6	2,3	2,0
31.Коефіцієнт рівня використання комбайна, $\eta_e$		0,66	0,57	0,52
32.Необхідна кількість комбайнів, $n_k$	шт.	0,6(1)	0,6(1)	0,6(1)
- можлива тривалість роботи комбайнів на протязі доби, $T_m$		14	14	14
- тривалість збирання пшениці, $D_m$		10	10	10
- коефіцієнт технічної надійності комбайна, $k_n$	год. днів	0,92	0,92	0,92

### ВИСНОВОК

Однозначно можна стверджувати, що з точки зору техніко-експлуатаційних показників більш вигідно в даних умовах комплектувати зернозбиральний комбайн Палессе GS 12 жаткою з конструктивною шириною захвата 9м. В даному випадку він має більшу продуктивність в порівнянні з іншими варіантами, через те, що більше часу перебуває при вико-

нанні технологічного процесу, витрачає менше палива на одиницю виконаної роботи (він менше витрачає енергії на самопересування через меншу швидкість руху).

Крім того із збільшенням рівня врожайності пшениці такий комбайн має можливість маневрувати і швидкістю руху і робочою шириною захвата жатки.

### Список використаної літератури:

1. Методика розробки операційної технології механізованих польових робіт / Г. І.Барабаш, В. М. Зубко, О. Г. Барабаш, Т. В. Хворост. – Суми: ТОВ "Друкарський дім "Папірус", 2016. – 130 с.
2. Експлуатація машинно-тракторного парку / Діденко М.К. 5-е вид.,перероб. І доп.- К.: Вища школа. Головне видавництво, 1983.- 447 арк.
3. Оптимізація комплексів машин і структури машинного парку та планування технічного сервісу / [Мельник І.І., Гречкосій В.Д., Марченко В.В., Михайлович Я.М., Мельник В.І., Надточій О.В.]; за ред. І. І. Мельника. – Київ: Видавничий центр НАУ, 2004. – 85 с.
4. Бондаренко М.Г., Демещук В.А. Комплектування і використання машинно-тракторного парку в рослинництві. К.,Вища школа, 1995
5. Ільченко В.Ю.,Карасьов А.С. Експлуатація машинно-тракторного парку в аграрному виробництві.К., Урожай, 1993
6. Ільченко В.Ю.,Нагірний Ю.П. Машиновикористання в землеробстві. .К.,Урожай,1996
7. Орманджи К.С., Барабаш Г.И. и другие. Правила производства механизированных работ в полеводстве. М., Россельхозиздат, 1983

**Barabash G.I.**, Sumy National Agrarian University (Ukraine)

**Zubko V.M.**, Sumy National Agrarian University (Ukraine)

**Sarzhanov B.O.**, Sumy National Agrarian University (Ukraine)

**Dependence of technical and operating indicators of operation of the grain harvester on the modes of its operation**

One of the characteristic trends in the development of world engineering in the field of grain production is a further increase in productivity and increase the technical level of equipment for harvesting grain.

The market of agricultural machinery is characterized by a variety of manufacturers of combine harvesters, which differ in capacity, productivity and quality. An important factor is their price and cost of service. In addition, the presence of service centers attracts considerable attention. Agricultural producers are faced with a difficult and difficult choice between expensive high-performance machines or cheaper and less productive. After all, in the conditions of modern agricultural production, grain harvesting equipment, which is mostly highly productive and expensive, brings different profits in different sized farms, is used differently during the year, and therefore has different economic effects. As harvesting machines are mostly expensive and can only pay for themselves in a few years, it is necessary to estimate and forecast the cash flows that will be received from the actual use of machines, to determine the absolute and relative economic efficiency,

In the offered article methodical approaches concerning definition of technical and economic indicators of the combine harvester depending on modes of its work that gives the chance to establish a level of efficiency of its use depending on these factors are resulted. The main factors influencing the technical and economic result are the cost of renovation, fuel costs, wage costs, maintenance costs, and others.

**Key words:** harvester, harvesting, header, grip width, speed, performance, fuel consumption.

Дата надходження до редакції: 02.09.2020 р.

## ТУРБОНАСОСНИЙ АГРЕГАТ ТА ЙОГО КОЕФІЦІЄНТ КОРИСНОЇ ДІЇ

Горовий Сергій Олександрович

кандидат технічних наук, доцент  
Сумський національний аграрний університет  
ORCID: 0000-0003-4136-5965  
email: sergiy.gorovoy@snau.edu.ua

Головченко Галина Степанівна,

старший викладач  
Сумський національний аграрний університет  
ORCID: 0000-0003-3662-6163  
email: halyna.holovchenko@snau.edu.ua

Турбонасосні агрегати проектується як енергетичні машини з внутрішнім гідроприводом у вигляді багатоступінчастої турбіни та насосної частини з потужною системою авторозвантаження вісьової сили. При цьому економічна доцільність їх використання потребує досягнення високого коефіцієнта корисної дії (к.к.д.), головна складова якого створюється максимально можливим зовнішнім об'ємним к.к.д. за рахунок проектування статично стійкої системи вісьового авторозвантаження з мінімально можливими витоками робочої рідини. Свій енергетичний внесок в значення загального к.к.д. дає як насосна, так і турбінна частини агрегата. Розрахунок загального к.к.д. турбонасосного агрегата доцільно вести методом послідовних наближень з виконанням необхідної умови балансу потужностей турбінної та насосної частин з урахуванням зовнішніх втрат енергії.

**Ключові слова.** Турбонасосний агрегат, відцентровий насос, ротор насоса, шпаринне ущільнення, виток рідини, тиск рідини, напор рідини, гідродинамічні сили.

DOI: <https://doi.org/10.32845/msnau.2020.2.7>

**Постановка проблеми у загальному вигляді.** Гідроприводні турбонасосні агрегати (ТНА) досить широко застосовуються в різних технологічних процесах, а саме там, де потрібні малі діаметральні габарити та можливість саморегулювання. При цьому в кожному випадку враховуються свої специфічні вимоги до конструктивних параметрів ТНА та на використання деяких матеріалів для робочих органів проточної частини агрегатів, незмінним залишається лише загальний фізичний підхід, коли обертальний момент, створюваний турбінним блоком ТНА, є приводним для насосної частини, яка виконує корисну роботу відповідну до місця застосування установки. Економічна доцільність використання ТНА потребує досягнення ним значного коефіцієнта корисної дії (к.к.д.).

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** ТНА пластової рідини мають свої специфічні властивості, виходячи з умов експлуатації в гідравлічній мережі системи підтримання пластового тиску [1].

По перше, ці агрегати виконуються обмеженого зовнішнього діаметру, виходячи з внутрішніх розмірів обсадних труб водогінної скважини; по друге, вони повинні створювати значні гідравлічні напори для підняття рідини на поверхню та транспортування по мережі труб до накопичувального резервуара. Вказані особливості потребують створення багатоступінчатих ТНА з потужною системою гідравлічного авторозвантаження значної вісьової сили в середині агрегата. Транспортування рідини до місця споживання супроводжується втратами енергії рідини, які зумовлені як внутрішніми, так і зовнішніми чинниками цього процесу. Значну частину цих втрат складають зовнішні механічні втрати. Методики визначення цих втрат докладно викладені в роботах [2, 3, 4]. Слід лише зауважити, що ці втрати пропорційні третьому ступеню частоти обертання ротора ТНА, отже, враховуючи вельми значні частоти обертання, а це п'ять – десять тисяч

обертів на хвилину, можуть сягати десятків кіловат.

**Формулювання цілей статті (постановка завдання).** Гідроприводні турбонасосні агрегати (ТНА) пластової рідини внаслідок особливостей їх робочого процесу проектується як багатоступінчаті гідравлічні машини (до десяти насосних ступеней та до десяти – дванадцяти турбінних ступеней) з потужною системою авторозвантаження значної (до десятків тисяч ньютонів) вісьової сили всередині агрегата. При цьому економічна доцільність їх використання потребує досягнення високого к.к.д., головна складова якого створюється максимально можливим зовнішнім об'ємним к.к.д. за рахунок проектування статично стійкої системи вісьового авторозвантаження з мінімально можливими витоками робочої рідини. Розрахунок загального к.к.д. ТНА доцільно вести методом послідовних наближень з виконанням необхідної умови балансу потужностей турбінної та насосної частин з урахуванням зовнішніх втрат енергії.

**Виклад основного матеріалу дослідження.** Якщо умовно розділити всі витрати енергії в ТНА на внутрішні та зовнішні, то загальний к.к.д. можна отримати у вигляді формули:

$$\eta_{ТНА} = \eta_{ТНА}^{внутр} \cdot \eta_{ТНА}^{зовн} \quad (1)$$

До внутрішніх втрат енергії потрібно віднести всі гідравлічні витрати в окремій дільниці насоса чи турбіни, при цьому к.к.д. однієї дільниці при умові використання швидкісного напору в наступній.

Зовнішні витрати енергії поділяються на гідравлічні, об'ємні та механічні.

Зовнішні гідравлічні - це втрати енергії (тиску) в підводі та у відводі насосної частини ТНА, підводі та у відводі

турбінної частини, а також так звані втрати з вихідною швидкістю з останньої ділянки турбіни. Ці види витрат дуже залежать від геометричної конфігурації проточної частини ТНА, тому їх обчислюють для конкретної конфігурації агрегату. При значних тисках багатоступінчатих ТНА відносна доля цих втрат незначна, тому можна ними нехтувати.

Зовнішні об'ємні витрати враховують витоки рідини в насосній та турбінній частинах ТНА в місця з меншим тиском. Для агрегатів пластової рідини в насосній частині ці втрати практично відсутні, а в турбінній частині вони дуже суттєві, бо це є виток рідини через пристрій вісьового розвантаження; цей виток може сягати 10...20 % від загального витoku крізь гідравлічний тракт турбіни.

Зовнішні механічні втрати - це втрати потужності на тертя в підшипникових опорах та втрати на дискове тертя всіх внутрішніх частин ТНА, які обертаються в рідині, окрім робочих колес.

Оскільки головний внесок в склад витрат енергії в ТНА вносять зовнішні об'ємні витрати, які зумовлені витокom крізь дроселі пристрою авторозвантаження, котрий, в свою чергу, є наслідком дії невривноваженої вісьової сили, потрібно більш детально розглянути процес визначення вісьової сили.

Для ТНА пластової рідини обмеження за діаметральними габаритами не дають можливості застосувати в якості автоматичного розвантажувального пристрою традиційну гідравлічну п'яту. В той же час величина вісьового зусилля, що діє на ротор ТНА в робочому діапазоні витоків-тисків, може сягати десятків тисяч ньютонів (тонн сили). Тому для ефективного розвантаження вісьової сили використовується „обернена” гідроп'ята, в якій циліндричний дросель виконаний на більшому діаметрі, ніж торцевий дросель пристрою авторозвантаження.

$$T_{T1} = \int_{r_k}^{r_n} P \cdot 2\pi r \cdot dr = \pi \cdot (r_n^2 - r_k^2) \cdot \left( P_c + \frac{\rho \mathcal{G}_c^2}{2} \cdot \left( 1 - \frac{2r_c^2 \cdot \ln\left(\frac{r_n}{r_k}\right)}{r_n^2 - r_k^2} \right) \right), \quad (4)$$

де:  $r_k$  - радіус кореня лопатки турбоколеса;

$r_n$  - радіус периферії турбоколеса.

Складова вісьової сили, яка діє на безлопатевий тильний бік турбоколеса, може бути визначена з припущення, що рідина після міжступінного ущільнення в зазорі між нерухомою частиною та ступицею колеса обертається за законом твердого тіла з кутовою швидкістю  $u_p = \frac{u}{2}$ .

В цьому випадку маємо параболічний закон розподі-

$$T_{T2} = \int_{r_{cm}}^{r_k} P_D \cdot 2\pi r \cdot dr = \pi \cdot (r_k^2 - r_{cm}^2) \cdot \left( P_k + \frac{\rho u^2}{8} \cdot \left( 1 - \frac{r_k^2 - r_{cm}^2}{2r_k^2} \right) \right) \quad (6)$$

де:  $P_k$  - обчислюється за формулою (3).

В насосній частині ТНА ця сила може бути досить точно визначена за методикою роботи [3]. Спрямована вісьова сила ( $T_n$ ) в бік входу рідини в насосний агрегат.

В турбінній частині вісьова сила за напрямом співпадає з насосною; величина її може бути обчислена виходячи з припущення, що рідина перед робочим колесом вісьової турбіни рухається за законом:  $\mathcal{G}_u \cdot r = const$ , тобто зі сталим моментом тангенціальної складової швидкості, а також зі сталою складовою швидкості  $\mathcal{G}_z = const$ , якою зумовлюється загальний виток робочої рідини крізь турбіну. Нехтуючи статичним розподілом тисків, маємо:

$$\frac{P}{\rho q} + \frac{\mathcal{G}^2}{2q} = \frac{P_c}{\rho q} + \frac{\mathcal{G}_0^2}{2q}, \quad (2)$$

де:  $P$  та  $\mathcal{G}$  - тиск та швидкість на довільному радіусі;

$P_c$  та  $\mathcal{G}_c$  - тиск та швидкість на середньому радіусі турбінної ступені.

Враховуючи з трикутника швидкостей, що:

$\mathcal{G}^2 = \mathcal{G}_z^2 + \mathcal{G}_u^2$  та  $\mathcal{G}_z = const$ , отримуємо вираз для тиску:

$$P = P_c + \frac{\rho}{2} \cdot \mathcal{G}_u^2 \cdot \left( 1 - \frac{r_c^2}{r^2} \right), \quad (3)$$

Складова вісьової сили, що діє на тильний бік лопаткової решітки турбоколеса обчислюється за формулою:

лу тиску по радіусу [3].

$$P_D = P_k - \frac{\rho \cdot u^2}{8} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{r}{r_k} \right)^2 \right], \quad (5)$$

де: „ $k$ ” - індекс змінного радіуса.

Вісьова сила, зумовлена тиском  $P_D$  (дисковим тиском), обчислюється за формулою:

Вісьова сили від дії тиску на ступицю турбоколеса



обчислюється таким чином:

$$T_{T3} = P_{cm} \cdot \pi \cdot (r_{cm}^2 - r_{вала}^2), \quad (7)$$

де:  $P_{cm}$  - перепад тиску на турбоколесі;

$r_{вала}$  - радіус вала турбіни.

Загальна вісьова сила турбінної частини ТНА дорівнює:

$$T_T = (T_{T1} + T_{T2} + T_{T3}) \cdot Z, \quad (8)$$

де:  $Z$  - кількість ступенів турбіни (турбоколес).

Загальна вісьова сила ТНА в цілому:

$$T = T_H + T_T \quad (9)$$

Ця вісьова сила врівноважується „оберненою” гідроп’ятою за рахунок різниці тисків на торцеві кільцеві поверхні до- та після- циліндричного дроселя гідроп’яти, а також на кільцеву поверхню змінного торцевого дроселя та в заторцевому просторі. Оскільки величина витoku крізь торцевий дросель зумовлює зовнішні об’ємні витрати, потрібно провести статичний розрахунок системи вісьового розвантаження ротора ТНА.

Статичний розрахунок зводиться до визначення статичної характеристики „оберненої” гідроп’яти - залежності безрозмірного торцевого зазору  $u$  від величини вісьової сили  $T$ . Ця залежність знаходиться з умови вісьової врівноваженості ротора ТНА:

$$T = F, \quad (10)$$

$$F = F_1 P_1 - (0,5 F_3 + F_4) P_3 - (F_2 + 0,5 \cdot F_3) P_2, \quad (11)$$

де:  $F$  - сумарна сила, яка діє на торцеві кільцеві поверхні „оберненої” гідроп’яти;

$F_1$  - кільцева площа на вході в гідроп’яту (між валом ТНА та зовнішнім діаметром гідроп’яти);

$F_2$  - кільцева площа за циліндричним дроселем до торцевого дроселя;

$F_3$  - кільцева площа торцевого дроселя;

$F_4$  - кільцева площа за торцевим дроселем (між валом ТНА та нижнім діаметром гідроп’яти);

$P_1, P_2, P_3$  - тиски перед п’ятою, між дроселями п’яти та за п’ятою торцевого дроселя.

Методика побудови статичної характеристики прямої гідроп’яти докладно викладена в роботі [3]. Принципова різниця для „оберненої” гідроп’яти відсутня, лише потрібно враховувати, що напрям течії рідини в „оберненій” гідроп’яті відбувається в торцевому дроселі від периферії до центру. Безрозмірний торцевий зазор  $u$  (відношення робочого зазору  $x$  до базової величини  $x_\delta$ ) може бути отриманий як складна функція декількох параметрів: вісьової сили, тисків до- та після п’яти, кільцевих площ п’яти та проводимостей дроселів п’яти.

Рівняння балансу витоків крізь дроселі п’яти має вигляд:

$$q_1 \cdot (P_1 - P_2)^{0,5} = q_2 \cdot (P_2 - P_3)^{0,5}, \quad (12)$$

де:  $q_1$  та  $q_2$  - проводимості циліндричного та торцевого дроселів п’яти, які є параметрами геометричних розмірів дроселів та безрозмірного торцевого зазору.

Звідси отримуємо вираз для тиску  $P_2$  між дроселями:

$$P_2 = \frac{q_1^2 \cdot P_1 + q_2^2 \cdot P_3}{q_1^2 + q_2^2} \quad (13)$$

Маючи вираз для проводимості  $q_2$  через базову проводимість  $q_{2\delta}$ , а саме:

$$q_2 = q_{2\delta} \cdot u^{3/2}, \quad (14)$$

та вводячи коефіцієнт проводимості:

$$\alpha_{21} = \frac{q_{2\delta}^2}{q_1^2}, \quad (15)$$

приводимо рівняння (13) до вигляду:

$$P_2 = \frac{P_1 + \alpha_{21} \cdot u^3 \cdot P_3}{1 + \alpha_{21} \cdot u^3} \quad (16)$$

Маємо співвідношення площ „оберненої” п’яти:

$$F_1 - F_2 - 0,5 F_3 = 0,5 F_3 + F_4 = F_m \quad (17)$$

Використовуючи формулу (13), з урахуванням виразів (16) та (17), отримуємо вираз:

$$F = (P_1 - P_3) \cdot \frac{(F_m + F_1 \cdot \alpha_{21} \cdot u^3)}{(1 + \alpha_{21} \cdot u^3)} \quad (18)$$

Після підстановки формули (18) в формулу (10) отримуємо вираз для безрозмірного зазору  $u$  як функції вісьової сили  $T$ :

$$u = \left[ \frac{1}{\alpha_{12}} \cdot \frac{(T - F_m \cdot (P_1 - P_3))}{(F_1 \cdot (P_1 - P_3) - T)} \right]^{1/3} \quad (19)$$

Робочий діапазон системи авторозвантаження зумовлюється вимогою:

$$u > 0.$$

З формули (19) очевидно витікає висновок, що ця умова виконується, коли:

$$F_m \cdot (P_1 - P_3) < T < F_1 \cdot (P_1 - P_3) \quad (20)$$

Гідростатична жорсткість системи авторозвантаження знаходиться таким чином:

$$\chi = \frac{\partial F}{\partial u} = 3 \cdot (P_1 - P_3) \cdot \alpha_{21} \cdot u^2 \cdot \frac{(F_1 - F_m)}{(1 + \alpha_{21} \cdot u^3)^2} > 0 \quad (21)$$

Додатність виразу (21) є свідомством статичної стійкості системи авторозвантаження.

Різниця тисків ( $P_1 - P_3$ ) для ТНА пластової рідини може бути обчислена як тиск, котрий спрацювується на турбіні:

$$(P_1 - P_3) = \rho \cdot q \cdot H_m.$$

Зовнішній виток крізь „обернену” гідроп’яту пропорційний квадратному кореню з перепаду тисків на гідроп’яті:

$$g_m \sim \sqrt{(P_1 - P_3)}, \text{ або: } g_m \sim \sqrt{\rho q H_m} \quad (22)$$

З урахуванням формули (16) маємо:

$$g_m = q_1 \cdot \left( \frac{\alpha_{21} \cdot u^3 \cdot \rho q H_m}{1 + \alpha_{21} \cdot u^3} \right) \quad (23)$$

Тоді зовнішній об’ємний к.к.д. дорівнює:

$$\eta_{ТНА}^{з\text{овн}} = 1 - \frac{g_m}{Q_m}, \quad (24)$$

де:  $Q_m$  - загальний виток рідини крізь турбіну.

**Висновки з даного дослідження.** Загальний коефіцієнт корисної дії ТНА може бути отриманий розрахунковим шляхом, як функція зовнішнього об’ємного коефіцієнта корисної дії. Розрахунок зовнішнього об’ємного коефіцієнта корисної дії базується на визначенні величини вісьової сили та зумовленим наявністю цієї сили витоком рідини в системі авторозвантаження. Система авторозвантаження вісьових сил відповідає конструктивній схемі „оберненої” гідролічної п’яти. Розрахунок загального коефіцієнта корисної дії доцільно вести шляхом послідовних наближень з використанням відомих характеристик робочих ступеней насосної та турбінної частин ТНА.

#### Список використаної літератури:

1. Евтушенко А.А. Скважинная гидродинамическая установка для пластовых вод /М.И. Кравцов, И.Б. Твердохлеб - Труды 8-ой Международной научно-технической конференции. «Насосы - 96» - Т.1- Сумы: ИПП „Мрія” ЛТД, 1996. - с. 77 - 86.
2. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. / Г. Шлихтинг - М.: ИИЛ, 1969.- 744 с.
3. Марцинковский В.А. Насосы атомных электростанций. / В.А. Марцинковский, П.Н. Ворона - М.: Энергоатомиздат, 1987. - 256 с.
4. Марцинковский В. А. Вибрации роторов центробежных машин. В 2-ух книгах. / В.А. Марцинковский - Книга 1. Гидродинамика дросселирующих каналов. - Сумы: Изд-во СумДУ, 2002. - 337 с.

**Gorovoy S.A.,** Sumy National Agrarian University (Ukraine)

**Golovchenko G.S.,** Sumy National Agrarian University (Ukraine)

#### **Turbo pump unit and its coefficient of useful action**

*Turbo-pumping units are designed as power machines with internal hydraulic drive in the form of a multistage turbine and pumping part with a powerful axial force unloading system. In this case, the economic feasibility of using them requires the achievement of a high efficiency (efficiency), the main component of which is created by the maximum possible external volumetric efficiency. due to the design of a static stable axial unloading system with the least possible leakage of the working fluid. The transportation of liquid to the place of consumption is accompanied by losses of energy of the liquid, which are caused by both internal and external factors of this process. External mechanical losses account for a significant part of these losses. It should be noted that these losses are proportional to the third power of the TNA rotor speed, therefore, taking into account the very significant rotational speeds, and this is five to ten thousand revolutions per minute, they can reach tens of kilowatts. Its energy contribution to the value of total efficiency gives both pumping and turbine parts of the TNA unit. Calculation of total efficiency is advisable to carry out the TNA method by successive approximations with the fulfillment of the necessary condition for balancing the capacities of the turbine and pump parts, taking into account the external energy losses.*

**Key words.** Turbopump unit, centrifugal pump, pump rotor, throat seal, fluid flow, fluid pressure, fluid pressure, hydrodynamic forces.

Дата надходження до редакції: 09.09.2020 р.

## СИСТЕМА КОНТРОЛЮ ФУНКЦІОНАЛЬНОГО СТАНУ ВОДІЯ У ТРАНСПОРТНОМУ ПРОЦЕСІ

**Степанов Олексій Вікторович**

доктор технічних наук, професор  
Харківський національний автомобільний університет  
ORCID: 0000-0003-4954-2532,  
email: [cc\\_7@ukr.net](mailto:cc_7@ukr.net)

**Гецович Євген Моїсейович**

доктор технічних наук, професор  
Сумський національний аграрний університет  
ORCID 0000-0003-4868-1573  
email: [e.getsovich@i.ua](mailto:e.getsovich@i.ua)

*Стаття присвячена вирішенню проблеми безпеки дорожнього руху в транспортному процесі яка може виникнути через погіршення фізіологічного стану водія під час руху автомобіля. Показано, що надмірне стомлення водія автотранспорту, його психофізіологічне навантаження в кінцевому підсумку впливає на безпеку дорожнього руху. Автори приходять до висновку, що з метою зниження аварійності на дорогах використання мобільних систем, які автоматично контролюють функціональний стан водія автомобіля на всіх системно-структурних рівнях, є перспективним напрямком підвищення безпеки дорожнього руху.*

**Ключові слова:** безпека дорожнього руху, система, транспортний процес, стомлення, функціональний стан водія.

DOI: <https://doi.org/10.32845/msnau.2020.2.8>

**Вступ.** Недостатній темп модернізації транспортної та дорожньої інфраструктури, низький рівень контролю безпеки автотранспортних засобів (АТЗ) з боку відповідальних осіб викликають погіршення безпеки дорожнього руху (БДР) у транспортному процесі. Згідно даних Центру безпеки дорожнього руху та автоматизованих систем при МВС України «у 2019 році в Україні зареєстровано 160675 дорожньо-транспортних пригод, із них загинуло 3454 особи і травмувалося 32736 осіб...» [3, 9]. Крім того, в Стратегії підвищення БДР в Україні до 2024 р також відзначено, що «в Україні рівень смертності та травматизму внаслідок дорожньо-транспортних пригод є достатньо високим, а рівень організації безпеки дорожнього руху залишається вкрай низьким...» [3].

Наведене дозволяє зробити висновок, що причини виникнення багатьох дорожньо-транспортних подій (ДТП) залежать як від недостатньої організації дорожнього руху на деяких автошляхах України, так і від надійності водіїв АТЗ. При цьому людські втрати від ДТП для суспільства досить високі та загрозові [1–3, 8, 9]. Однією з основних причин, які загострюють проблему, є збільшення ДТП через так звані «фактор людини», який характеризується надмірним стомленням водія під час руху АТЗ [5, 8].

**Аналіз основних досліджень і публікацій.** Питання БДР розглядається в різних наукових джерелах, де розвиток отримують нові підходи до проблеми забезпечення БДР. Так шляхам вдосконалення БДР та безпеки АТЗ у транспортному процесі присвячені різнопланові праці А. Б. Абрамова, О. В. Бажинова, Ю. Б. Біленького, Л. А. Бігунова, В. О. Богомолова, Г. В. Борисенка, В. М. Варфоломєєва, М. Я. Говорущенка, О. С. Грінченка, Н. А. Гесслера, І. Е. Дюміна, О. П. Кравченка, Є. С. Кузнєцова, Р. В. Кугеля, А. Т. Лебедєва, М. А. Подригало, А. С. Полянського, В. Ю. Степанова, А. М. Туренка й ін. Науковцями з'ясовано, що безпека АТЗ та БДР у транспортному процесі супроводжується певними ризиками виникнення ДТП, які призводять до людських втрат.

Аналіз наукових джерел дозволив дійти висновку, що найменш вивченим і найскладнішим у БДР є так званий «фактор людини» [8]. При цьому немає оптимальних критеріїв для оцінки впливу психофізіологічного стану водія АТЗ на БДР, а тому вплив фактора людини на БДР у транспортному процесі в реальному соціально-економічному середовищі і надалі залишається нерегульованим, що викликає необхідність розгляду зазначеної проблеми.

**Постановка задачі.** Розглянути концепцію системи контролю фізіологічного стану водія під час руху АТЗ у транспортному процесі, яка б підвищувала БДР за рахунок зниження ймовірності ДТП.

**Система контролю функціонального стану водія у транспортному процесі.** Багато ДТП відбуваються через фізичне, розумове та емоційне стомлення водія, що позначається на функціональному стані водія АТЗ [4, 5, 8]. Проблема стомлення водія за кермом АТЗ досліджується давно, при цьому відомі технології її вирішення більшого чи меншого ступенів ефективності.

Так відома система підтримки працездатності водія «Вігітон» (Vigiton) призначена для підвищення БДР шляхом моніторингу працездатності водія, який здійснюється на основі постійного спостереження за електричними характеристиками шкіри руки (Патенти РФ №2107460, №2025731, №2111134). При виявленні ознак можливого зниження працездатності «Вігітон» проводить перевірку пильності водія, включаючи світлову і звукову сигналізацію.

Разом з цим розробляються і способи боротьби із засипанням за кермом АТЗ. Більшість розробок зводяться до контролю стану водія, в першу чергу – його головного мозку за допомогою безперервного зняття з нього електроенцефалограми і подачі відповідного сигналу тривоги, після якої водій повинен прийняти необхідні заходи перестороги.

Відомий спосіб контролю стану водія за допомогою пристрою, обладнаного датчиком ЕКГ, який розміщують на кермі АТЗ. Під час керування водій охоплює долонями кермо АТЗ і встановлені на ньому електроди пристрою, які

вимірюють та передають до мікрокомп'ютера дані щодо стану серцево-судинної системи водія. У разі зафіксованого порушення серцевої діяльності водія, мікрокомп'ютер подає сигнал на зупинку АТЗ (Патент РФ № 2435681, МПК В60К 28/06, А61В 5/0295, А61В 5/0402).

Недоліком зазначених вище способів є те, що вони лише здійснюють моніторинг фізичного стану водія з обмеженими функціональними можливостями.

Відомий спосіб гармонізації функціонального стану водія АТЗ, який здійснюють за допомогою електростимулятора, що складається з джерела напруги, перемикачів та набору електродів (Патент України № 85142). Недоліком способу є незручність для водія, його «прив'язка» до електростимулятора з джерелом живлення та необхідність спостереження за показниками вимірювального пристрою.

Відзначимо, наведені вище способи не враховують ще багато різних факторів. Фахівцями доведено, що фізичні та психофізіологічні вимоги до водіїв АТЗ визначаються аналізом його діяльності [5, 10]. Водій АТЗ постійно сприймає великий обсяг інформації про характер і режим руху всіх учасників дорожнього руху. Весь процес від сприйняття до вчинення дії вимагає певної психофізіологічної напруги водія. Функціональний стан водія, як результат динамічної взаємодії організму із зовнішнім середовищем, відбиває комплекс наявних характеристик якостей і властивостей організму водія (так званий «фактор людини»). Вони прямо чи опосередковано визначають його діяльність, що в кінцевому підсумку і впливає на БДР.

З урахуванням наведеного, розроблена модель системи контролю функціонального стану водія АТЗ (надалі – Система) [6].

Для побудови Системи були поставлені наступні завдання: 1) створення мобільної системи контролю, що забезпечує бездротовий контроль за функціональним станом водія АТЗ; 2) передача інформації про критичний функціональний стан водія диспетчеру та службі порятунку з необхідністю примусової автоматичної зупинки АТЗ; 3) попередження про це інших учасників дорожнього руху; 4) при відсутності водія в кабіні АТЗ – неможливість використання АТЗ.

У відповідність з поставленими завданнями розроблена Система контролює психофізіологічну активність організму водія АТЗ у інтервалах від нормального стану до стану сну або до стану психологічного стресу. У разі критичних ситуацій, зокрема, перевищення допустимої норми показників функціонального стану водія які запрограмовані заздалегідь, Система надає команди для включення виконавчих пристроїв безпеки АТЗ. Тобто вмикаються: звукова та світлова сигналізація в кабіні водія АТЗ; виконується примусове гальмування і зупинка АТЗ; вмикається аварійна світлова сигналізація для інформування інших учасників дорожнього руху; передається інформація по стільниковому каналу диспетчеру і службі швидкої допомоги. Можливе програмування інших аварійних команд.

Система відрізняється від відомих систем тим, що блок збору первинної інформації виконується за допомогою ручного браслета для водія АТЗ. У ручний браслет вмонтовано: блок реєстрації показань частоти пульсу і артеріального тиску водія; блок передачі даних по радіоканалу

до інформаційно-аналітичного блоку, що складається з аналізатора відхилень і наявності водія в кабіні АТЗ; інформаційно-аналітичного пристрою; блоку живлення; блоку пам'яті, який через шину пов'язаний з інформаційно-виконавчим блоком, що складається з блоку рекомендацій, який видає команди блоку запуску-зупинки двигуна АТЗ, включення аварійної сигналізації, передачу по каналу стільникового зв'язку диспетчеру, службі швидкої допомоги, поліції тощо.

На рис. 1 представлена структурна блок-схема Системи. Система містить: *I* - блок збору первинної інформації, тобто: 1 – обсяг контролю; 2 – аналізатор діагностування артеріального тиску водія; 3 – аналізатор діагностування частоти пульсу водія; 4 – реєстратор показань і телеметричної передачі інформації; 5 – блок живлення; 6 – блок пам'яті («чорна скринька»).

*II* - інформаційно-обчислювальний блок, тобто: 7 – телеметричний блок прийому інформації; 8 – накопичувач діагностичних показань і наявності водія в кабіні АТЗ; 9 – інформаційно-аналітичний блок; 10 – блок пам'яті («чорна скринька»); 11 – блок живлення.

*III* - інформаційно-виконавчий блок, тобто: 12 – блок допустимого контролю прийняття рішень; 13 – пристрій примусової зупинки АТЗ; 14 – пристрій запуску-зупинки двигуна АТЗ при «наявності-відсутності» водія в кабіні АТЗ; 15 – блок стільникового зв'язку і передачі-прийому інформації; 16 – аварійна сигналізація; 17 – звукова і світлова сигналізація в кабіні АТЗ; 18 – передача інформації диспетчерській службі АТП; 19 – передача службі медичної допомоги «03»; 20 – передача службі «102».

Принцип роботи Системи заснований на постійному автоматичному моніторингу функціонального стану водія АТЗ. У разі виникнення критичних ситуацій через телеметричний канал здійснюється зв'язок з інформаційно-виконавчою системою для автоматичного включення пристроїв систем безпеки АТЗ з подальшою автоматичною передачею інформації спеціальним службам.

Система працює наступним чином. Реєстратор показань 4 на підставі даних аналізаторів діагностики 2, 3 водія АТЗ блоку *I* по каналу телеметричного зв'язку (4, 7) передає інформацію інформаційно-обчислювальному блоку *II*. У блоці *II* показання діагностування водія накопичуються у блоці 8. Наявність показників служить підтвердженням присутності водія в кабіні АТЗ. При наявності водія в кабіні АТЗ і позитивних фізіологічних параметрів водія надається допуск на запуск двигуна АТЗ. Одночасно показання передаються інформаційно-аналітичному блоку 9 для порівняння з номінальними показниками функціонального стану водія АТЗ, які зберігаються в блоці пам'яті 10.

При наявності відхилень від показників нормального стану водія інформація надходить на інформаційно-виконавчий блок *III*. Контроль діагностичних показань водія 12 аналізує інформацію відхилень показань від норми і приймає рішення про попередження водія. У випадку наростання критичного функціонального стану водія починає працювати пристрій 13 примусової зупинки АТЗ і пристрій 14 зупинки двигуна АТЗ.

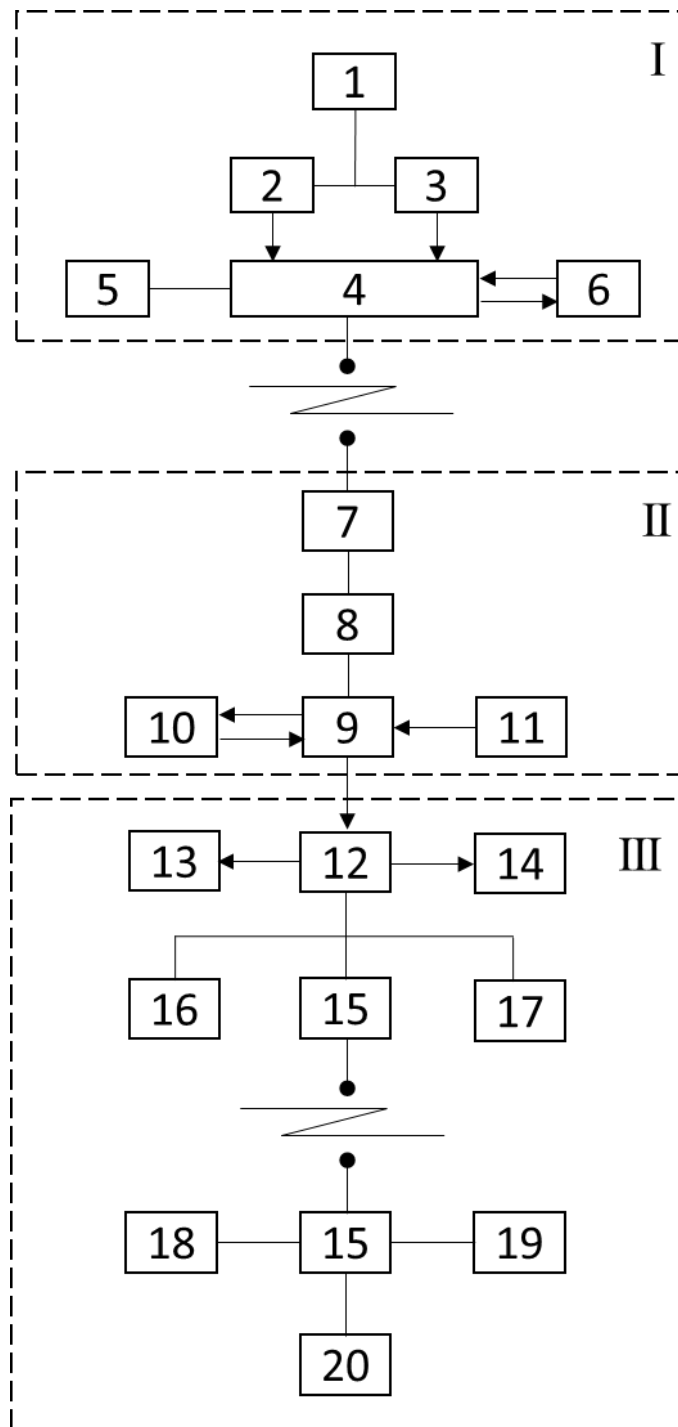


Рис. 1. Структурна Блок-схема Системи для забезпечення БДР у транспортному процесі

Крім того, автоматично задіюються блоки 16, 17 аварійної, світлової та звукової сигналізації в кабіні АТЗ. Додатково вся інформація кодується і через дистанційно-передавальну систему стільникового зв'язку 15 передається диспетчеру АТП 18, службі медичної допомоги «03» 19 та службі «102» 20.

Таким чином поставлені завдання були вирішені за рахунок того, що побудована Система має новий склад елементів та нову організацію взаємозв'язків між ними, які забезпечують нові технічні властивості для БДР.

**Висновки.** Розроблена Система призначена для

підвищення БДР завдяки контролю функціонального стану водія під час руху АТЗ у транспортному процесі. При цьому стан водія визначається відповідно до встановлених нормативних критеріїв за результатами безперервного контролю.

Система є мобільною і може бути використана для будь-яких транспортних засобів. При цьому автономні блоки пам'яті («чорна скринька») фіксують функціональну роботу кожного блоку і можуть використовуватися контролюючими службами для аналізу психофізіологічного стану водія під час руху транспортних засобів у транспортному процесі.

#### References:

1. Zakon Ukrainy «Pro dorozhnyj ruh» Vidomosti Verhovnoyi Radi Ukrainy (VVR), 1993, № 31, st.338 (redakciya vid 16.10.2020) iz zminami i dopovnenniyami.
2. Pro shvalennya Nacionalnoyi transportnoyi strategiyi Ukrainy na period do 2030 roku. [Elektronnij resurs] : Rozpor-yadzhennya Kabinetu Ministriv Ukrainy vid 30 travnya 2018 r., № 430-r.
3. Pro shvalennya Strategiyi pidvishennya rivnya bezpeki dorozhnogo ruhu v Ukrainy na period do 2024 roku. Rozpor-yadzhennya KМУ vid 21 zhovtnya 2020 r. № 1360-r.
4. Novye podhody k povysheniyu BDD: Otchet o rabote issledovatel'skoj grupy VOZ / Vsemirnaya organizaciya zdra-voohraneniya. — M.: Medicina, 1991.— 36 s.
5. Osoblivosti vidnovlennya psihofiziologichnih funkcij vodiiv avtotransportu na etapah medikopsihologichnoyi reabilitaciyi / L.M. Shafran, Yu.V. Chumayeva, O.P. Ogulenko, S.G. Sidorenko // Aktualni problemi transportnoyi medicini. — 2016. — № 4 (46). — S. 34–43.
6. Patent № 107974, Ukrainy, (51) MPK V 60K 28/06. Sistema kontrolyu funkcionalnogo stanu vodiya avtotransportnogo zasobu / Stepanov O. V., zayavnik i patentovlasnik Harkivskij nac. avtom.-dorozhnyj universitet. — № u 201600110. — Byul.№ 12.
7. Centr bezpeki dorozhnogo ruhu ta avtomatizovanih sistem // Avarijnist na avtoshlyahah Ukrainy [Elektronnij resurs]. — Rezhim dostupu: <http://www.sai.gov.ua/ua/people/5.htm>.
8. Introduction to Human Factors Engineering by Cristopher D. Wickens et al. — 2003.

**Oleksii Stepanov**, professor, Doct. of Science, organization and road safety Department, Kharkov National Automobile and Highway University,

**Evgeniy Hetsovich**, doctor of technical sciences, professor department of tractors, agricultural machines and transportation technologies.

#### **Monitoring system of the functional condition of the driver in the transport process**

The article is devoted to solving the problem of road safety in the transport process due to the deterioration of the physiological condition of the driver while driving. It is shown that one of the main reasons that aggravate the problem is the increase in road accidents due to the so-called "human factor", which is characterized by excessive driver fatigue, his psychophysiological stress while driving. It was found that there are no optimal criteria for assessing the influence of the psychophysiological state of the driver of vehicle on road safety, and therefore the influence of the human factor on road safety in the transport process in the real socio-economic environment remains unregulated.

It is noted that the problem of driver fatigue while driving a vehicle has been studied for a long time, while technologies for its solution are known to a greater or lesser degree of efficiency. Most of the developments lead to monitoring the driver's condition, first of all, his brain by continuously reading his electroencephalogram and sending an appropriate alarm, after which the driver must take the necessary precautions. The disadvantage of the above methods is that they only monitor the physical condition of the driver with disabilities.

To control the functional state of the driver while driving, a system of control of the functional state of the driver has been developed, which monitors the psychophysiological activity of the driver's body in the intervals from normal to psychological stress. In the event of critical situations, in particular, exceeding the permissible norm of the indicators of the functional state of the driver, which are programmed in advance, the System provides commands to turn on the executive devices for the safety of vehicles. That is, the following are activated: sound and light alarm in the driver's cab; forced braking and stopping of motor vehicle; emergency light signaling to inform other road users; issuance of information on the cellular channel of the dispatcher and ambulance. It is possible to program other emergency commands that provide new technical properties for road safety.

**Key words:** road safety, system, transport process, fatigue, functional condition of the driver.

Дата надходження до редакції: 09.09.2020 р.

## АКТИВІЗАЦІЯ ВИВЧЕННЯ ВИЩОЇ МАТЕМАТИКИ СТУДЕНТАМИ ІНЖЕНЕРНИХ СПЕЦІАЛЬНОСТЕЙ АГРАРНИХ УНІВЕРСИТЕТІВ

**Пугач Валентина Іванівна**

старший викладач

Сумський національний аграрний університет

ORCID: 0000-0003-3694-4276

e-mail: pugach2703@gmail.com

*В статті обґрунтована доцільність активізації навчально-пізнавальної діяльності студентів інженерних спеціальностей при вивченні вищої математики. Також розглянуті деякі прийоми стимуляції навчально-пізнавальної діяльності студентів.*

**Ключові слова:** активізація навчання, вища математика, студенти інженерних спеціальностей, студенти-аграрії, самостійна діяльність, професійна діяльність.

DOI: <https://doi.org/10.32845/msnau.2020.2.9>

### Постановка проблеми

На сьогоднішній день рівень розвитку суспільства вимагає від кожної людини вміння критично та творчо мислити, орієнтуватися в різних ситуаціях, бути готовою до вирішення проблем, що можуть виникати в її професійній діяльності. Тому підготовка високоосвічених кадрів, від знань і умінь яких значною мірою залежить як економічний розвиток нашої країни, так і власна конкурентоспроможність на ринку праці, ставить перед колективами вищих навчальних закладів нові вимоги до якості фахової освіти.

Вдосконалення навчального процесу та підвищення якості підготовки фахівців вимагають ґрунтовної математичної підготовки. Сучасного фахівця-аграрія не можна уявити без оволодіння ним знаннями в галузі математичного моделювання виробничих процесів та інформаційних технологій, без умінь узагальнювати закономірності, аналізувати явища, приймати виважені рішення.

Оскільки математика ввійшла в сільське господарство як джерело необхідного апарату для розв'язування виробничих проблем, то виникає потреба в активізації навчально-пізнавальної діяльності студентів при її вивченні.

Отже, активізація навчально-пізнавальної діяльності студентів-аграріїв, зокрема інженерних спеціальностей, є важливою складовою навчально-виховного процесу вищої школи.

### Аналіз останніх досліджень

Проблема активізації навчання існує давно. Вона відома ще з часів Сократа. Це питання розглядали в своїх роботах Я.А. Коменський, Ж. Руссо, Й.Г. Песталоцці та інші відомі педагоги минулого. Пізніше проблему піднімали З.І. Слєпкань, С.І. Архангельський, М.І. Шкіль, Я.С. Якиманська. Відомо, що реформування системи освіти в усьому світі було пов'язано в основному з невідповідністю рівня засвоєних знань і набутих умінь випускників вищих навчальних закладів з вимогами і потребами суспільства у фахівця, конкурентоспроможних на ринку праці [1].

В зв'язку з цим і сьогодні розв'язання проблеми активізації навчально-пізнавальної діяльності студентів не втратило своєї актуальності. Як показує практика, активізувати пізнавальну діяльність студентів інженерних спеціальностей в процесі навчання не завжди вдається, бо ця проблема складна і в нових умовах розвитку освіти недостатньо розроблена. Як відомо, виділяють три аспекти вказаної проблеми: методологічний, психологопедагогічний і науково-методичний.

**Метою** статті є обґрунтування необхідності активізації вивчення вищої математики студентами інженерних спеціальностей та ознайомлення з різними прийомами активізації навчально-пізнавальної діяльності.

### Виклад основного матеріалу

У процесі навчання студенти-аграрії, на жаль, нерідко мало зацікавлені у вивченні вищої математики. Можна вказати кілька причин, які обумовлюють названий факт. По-перше, студенти можуть мати відносно слабкі знання з шкільного курсу математики, тобто вони мають неякісну базову освіту, яка б забезпечила розуміння навчального матеріалу та зацікавленість у вивченні вищої математики. По-друге, вони вважають дисципліну «Вища математика» другорядною. По-третє, на вивчення вищої математики відведена мала кількість аудиторних годин, що спонукає студентів навчатися самостійно. Але не всі студенти хочуть і, найголовніше, вміють працювати самостійно.

Протягом навчання для студента необхідно створити належні умови. Це запорука того, що в подальшому житті випускник вищого навчального закладу зможе знайти своє місце і самостійно здобувати потрібні йому знання. Самостійні досягнення майбутнього фахівця можливі тільки в стані активної інтелектуальної та соціальної дії. Цьому сприяє інтенсивне, активізує навчання.

Отже, важливим чинником при вивченні вищої математики студентами інженерних спеціальностей є активізація їх навчально-пізнавальної діяльності, зорієнтована на отримання знань через викладача та самостійний пошук і здобування знань. «Активізацію навчально-пізнавальної діяльності студентів слід розуміти як мобілізацію викладачем за допомогою спеціальних засобів їхніх інтелектуальних, морально-вольових та фізичних зусиль на досягнення конкретних цілей навчання, розвитку й виховання» [2].

Таким чином, для студентів інженерних спеціальностей потрібно створити таку позитивну мотивацію навчання, щоб у них з'явився потяг до навчання як в аудиторії, так і в позааудиторний час, зріс інтерес до пізнання нового, з'явилася бажання навчатися працювати самостійно. Здача викладача, як педагога, полягає в тому, щоб зацікавити студента у вивченні вищої математики, допомогти йому відчути радість від самостійного подолання труднощів, дати зрозуміти, що для отримання знань необхідно докласти зусиль.

У вищій школі активізація навчального процесу має

дві складові:

1) активізація діяльності викладача (удосконалення наукових знань, педагогічної майстерності, змісту, форм і методів навчання);

2) активізація діяльності студентів.

Активізація діяльності викладача спрямована на підвищення активності, творчості, самостійності студентів в засвоєнні ними знань та застосуванні їх у навчальній діяльності.

Активізація діяльності студентів спрямована на удосконалення набутих знань, вмінь і навичок та на здобування нових знань.

Активізації навчально-пізнавальної діяльності студентів інженерних спеціальностей сприяють поява інтересу до дисципліни, використання міжпредметних зв'язків, наочність навчання, фахове спрямування навчального матеріалу тощо. Ф.А. Дістервег писав, що «розвиток і освіта жодній людині не можуть бути дані або повідомлені... Зовні можна дістати лише збудження... Усе мистецтво виховання й освіти не більш і не менш як мистецтво збудження» [2].

Зрозуміло, що процес навчання повинен бути неперервним. У студентів інженерних спеціальностей потрібно постійно, від одного заняття до другого, викликати інтерес до вищої математики і показувати, що математичні поняття, математичні твердження відображають властивості об'єктів та явищ реального світу. І цей факт робить можливим успішне застосування математичних методів та висновків у розв'язуванні різних проблем науки і техніки.

Наприклад, при вивченні важливої для студентів інженерних спеціальностей теми «Диференціальні рівняння» потрібно зауважити, що різні за своєю природою фізичні явища описуються однаковими диференціальними рівняннями. Багато задач фізики, техніки, природознавства пов'язані з рухом (шлях планети, траєкторія електрона в електронному мікроскопі та ін.), з вивченням явищ в неперервному середовищі (питання теорії пружності, гідромеханіки, аеромеханіки), з розповсюдженням тепла, з дифузією, з питаннями електростатики тощо.

На заняттях з вищої математики студентам корисно наводити приклади життєвих ситуацій, які приводили до задач, що розв'язувалися математичними методами. Це давало далі можливість узагальнити задачу і отримати нові математичні поняття. Наприклад, задача про площу криволінійної трапеції привела до поняття визначеного інтеграла. Бажано також повідомити студентам інженерних спеціальностей, що розвиток статичної фізики, теорії відносності, теорії елементарних частинок привели до того, що деякі розділи математики стали прикладними. Ще важливо наголосити на тому, що математичні науки складають теоретичну основу кібернетики.

Активізації навчально-пізнавальної діяльності студентів інженерних спеціальностей з вищої математики сприяють такі прогресивні форми, методи і заходи навчання: проблемні лекції, лекції-семінари, лекції-дискусії, лекції-конференції, професійна спрямованість навчання вищої математики, математичне моделювання, самостійна робота студентів, застосування інформаційно-комп'ютерних технологій навчання на практичних заняттях, індивідуалізація та диференціація навчання, ділові навчальні ігри, імітаційні вправи, модульно-рейтинговий контроль засвоєних знань та набутих умінь і навичок, студентські олімпіади, конкурси,

науково-практичні конференції, технічні засоби навчання.

Треба розуміти, що основним стратегічним напрямом активізації навчання є не збільшення обсягу відомостей, що пропонуються студентам, а створення дидактичних та психологічних умов для свідомого навчання, включення в нього студентів на інтелектуальному рівні та на рівні особистісної соціальної активності.

Для стимуляції навчальної діяльності студентів інженерних спеціальностей можна застосовувати різні прийоми. Наприклад:

1. *Фахове спрямування навчального матеріалу.* Не варто забувати, що саме задачі практичного змісту, в яких спостерігається єдність теоретичного і прикладного напрямків в математиці, сприяють активізації вивчення студентами вищої математики. Тому при складанні програми курсу «Вища математика» одним із найважливіших повинен бути принцип професійної спрямованості, який передбачає тісний зв'язок змісту навчального курсу з професійною сферою діяльності майбутніх інженерів.

При розв'язуванні задач практичного змісту розкриваються методологічні питання взаємозв'язку теорії з практикою і студенти переконуються в тому, що вивчення вищої математики є важливим для обраної ними спеціальності.

Отже, методично правильно буде при вивченні вищої математики студентами-аграріями, по можливості, розглядати приклади і задачі, пов'язані з особливостями їх майбутньої професійної діяльності, а потім уже давати нові математичні знання.

Формулювання умови прикладної задачі та її розв'язування мають включати в себе такі етапи:

- формулювання задачі;
- постановка загальної проблеми аграрного виробництва;
- формулювання умови задачі математичною мовою;
- складання плану розв'язання задачі;
- висунення припущень, гіпотез та їх обговорення;
- створення математичної моделі;
- розв'язування задачі в термінах моделі;
- інтерпретація отриманого результату;
- перевірка результату і формулювання нових висновків та узагальнень;
- оцінювання знайдених факторів для виробничої діяльності.

У ході поетапної роботи при розв'язуванні прикладних задач студент повинен відповісти на наступні питання: Що дано? Що невідомо? Чи не зустрічалася раніше ця задача, можливо, в якійсь іншій формі? Чи не зустрічалася споріднена задача? Чи є корисною дана задача з точки зору фаху?

Розв'язування задач саме фахового спрямування сприяє навчанню діяльності. А це значно складніша і разом з тим набагато важливіша проблема, ніж навчання готовим прийомом розв'язування задач.

У процесі розв'язування прикладних задач студенти інженерних спеціальностей вивчають елементи математичного моделювання. Побудова математичної моделі прикладної задачі є найбільш відповідальним і складним етапом її розв'язування.

Також важливо, щоб викладення навчального матеріалу було свідомо спрощеним, доступним для названого контингенту студентів. Посильність та прикладний зміст



навчального матеріалу буде стимулювати, активізувати діяльність студентів-аграріїв і забезпечити успіх у навчанні.

2. "Навмисна помилка". Дійсно, зроблена навмисно помилка при вивченні вищої математики, зокрема при розв'язуванні практичних задач, загострює увагу студентів, активізує їхню діяльність та зумовлює краще запам'ятовування навчального матеріалу.

3. "Еврика". Названий прийом - це прагнення викладача активізувати студентів нехай на маленьке, але власне відкриття відомих уже фактів, тобто викладач повинен дати можливість кожному студенту відчути радість від усвідомлення своїх здібностей, повірити в свої сили.

З метою активізації навчально-пізнавальної діяльності викладач повинен уміти створювати для студентів проблемні ситуації. На сьогоднішній день проблемний підхід до навчання є актуальним, він набув нових відтінків, зумовлених рівнем розвитку суспільства. Проблема ситуація в навчанні - це пізнавальна трудність, для подолання якої студенти мають здобути нові знання або докласти інтелектуальних зусиль.

Тренувальні і проблемні завдання принципово відрізняються між собою. При вирішенні проблемних завдань виникають суперечності, які спричиняють розвиток мислення у студентів. Вирішення математичних проблем сьогодні переросте завтра для майбутнього фахівця у вміння приймати рішення, правильно функціонувати та долати життєві труднощі. Задача викладача полягає в тому, що він повинен привити прагнення у студентів до самостійного пошуку.

Таким чином, застосування різноманітних прийомів на-

вчання забезпечить використання цікавої і корисної педагогічної технології «Створення ситуації успіху». Успіх - це досягнення позитивних результатів у навчанні, визнання особистості в колективі. Успіх може бути очікуваним і неочікуваним, підготовленим і непередбаченим, короткочасним і тривалим, направленим на подальший розвиток особистості.

Завдання педагога полягає в тому, щоб створити ситуацію успіху та допомогти студенту зростати в цій ситуації при виконанні творчо-пошукової, науково-дослідної роботи. Це можливо лише за наявності комфортного психологічного клімату на заняттях. Викладач повинен сприяти тому, щоб студенти переживали радість пізнання, яка б активізувала їх навчально-пізнавальну діяльність.

Хоча студенти вже дорослі люди, але викладачу потрібно індивідуально підійти до кожного студента, оберігаючи при цьому природну особистість кожного.

#### **Висновки**

Якщо при вивченні вищої математики студентами інженерних спеціальностей постійно буде відбуватися активізація навчально-пізнавальної діяльності, то непомітно відбудеться перехід від засвоєння інформації до формування якостей, необхідних для творчої діяльності. А виховання творчої особистості, яка здатна постійно саморозвиватися є основним орієнтиром математичної освіти. Вирішення математичних проблем сприяє формуванню гнучкості розуму та здатності до переналагодження. Володіння такими здібностями є дуже важливим фактором для майбутнього фахівця, бо вимоги до нього будуть весь час зростати, оскільки буде зростати рівень розвитку суспільства.

#### **Список використаної літератури:**

1. Крилова Т.В. Концепція активізації процесу навчання математики студентів вищої технічної школи / Крилова Т.В., Гулеша О.М., Орлова О.Ю. // Методи совершенствования фундаментального образования в школах и вузах: материалы XVI міжнар. наук.-метод. конф., Севастополь, 19-23 вересня 2011 р. - Севастополь: СевНТУ, 2011. - с. 80-83.
2. Слєпкань З.І. Наукові засади педагогічного процесу у вищій школі / Слєпкань З.І. // Навч. посіб. - К.: Вища школа, 2005. - 239 с.

*Pugach V.I., Sumy National Agrarian University (Ukraine)*

#### **Intensification of higher mathematics studies by engineering students of agricultural universities**

*The article substantiates the expediency of intensifying the educational and cognitive activities of engineering students in the study of higher mathematics. Some methods of stimulating students' educational and cognitive activities are also considered.*

*Today, the level of development of society requires each person to be able to think critically and creatively, to navigate in different situations, to be ready to solve problems that may arise in his professional activity. Therefore, the training of highly educated personnel, on the knowledge and skills of which largely depends on the economic development of our country and their own competitiveness in the labor market, puts before the teams of higher education institutions new requirements for the quality of professional education.*

*Improving the educational process and improving the quality of training require thorough mathematical training. A modern specialist-agrarian cannot be imagined without mastering his knowledge in the field of mathematical modeling of production processes and information technologies, without the ability to generalize patterns, analyze phenomena, make informed decisions.*

*Since mathematics has entered agriculture as a source of the necessary apparatus for solving industrial problems, there is a need to intensify the educational and cognitive activities of students in its study.*

*If in the study of higher mathematics students of engineering specialties will be constantly intensifying educational and cognitive activities, then imperceptibly there will be a transition from the assimilation of information to the formation of qualities necessary for creative activity. And the education of a creative personality, which is able to constantly self-develop is the main guideline of mathematical education. Solving mathematical problems contributes to the formation of flexibility of mind and the ability to readjust. Possession of such abilities is a very important factor for the future specialist, because the requirements for him will continue to grow, as the level of development of society will increase.*

**Key words:** *intensification of education, higher mathematics, engineering students, agricultural students, independent activity, professional activity.*

Дата надходження до редакції: 09.09.2020 р.