

ISSN 2078-6840



# ВІСНИК

Національного технічного університету  
«ХПІ»

Серія: Автомобіле- і тракторобудування

№ 2'2023

Харків  
2023

MINISTRY OF EDUCATION  
AND SCIENCE OF UKRAINE

National Technical University  
"Kharkiv Polytechnic Institute"

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ  
І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний технічний університет  
«Харківський політехнічний інститут»

**Bulletin of the National Technical  
University "KhPI". Series:  
Automobile and Tractor Construction**

№ 2'2023

Collection of Scientific papers

The edition was founded in 1961

**Вісник Національного технічного  
університету «ХПІ». Серія:  
Автомобіле- та тракторобудування**

№ 2'2023

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

Kharkiv  
NTU "KhPI", 2023

Харків  
НТУ «ХПІ», 2023

**Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Automobile and Tractor Construction:** зб. наук. пр. / Нац. техн. ун-т «Харків. політехн. ін-т». – Харків : НТУ «ХПІ», 2023. – № 2'2023. – 80 с. – ISSN 2078-6840.

Видання присвячене висвітленню питань щодо конструювання, експериментального дослідження, математичного моделювання автомобілів, тракторів, їх вузлів, агрегатів, систем. Крім того, подаються розробки з питань експлуатації, довговічності, ремонту та вдосконалення їх конструкції.

Для науковців, викладачів вищої школи, аспірантів, студентів і фахівців в галузі автомобілів та тракторів.

The publication is devoted to the issues of design, experimental research, mathematical modeling of cars, tractors, their components, units, systems. In addition, developments on the issues of operation, durability, repair, and improvement of their design are submitted.

For scientists, teachers of higher education, post-graduate students, students and specialists in the field of cars and tractors.

Ідентифікатор медіа R30-01542, згідно рішення Національної ради України з питань телебачення і радіомовлення від 16.10.2023 р. №1075

Мова статей – українська, англійська.

**Вісник Національного технічного університету «ХПІ» серія «Автомобіле- та тракторобудування»** включено до *«Переліку наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора наук, кандидата наук та ступеня доктора філософії»*, **категорія Б** (наказ МОН України №1290 від 30.11.2021 р.)

Вісник Національного технічного університету «ХПІ», серія «Автомобіле- та тракторобудування», індексується в наукометричних базах WorldCat і Google Scholar і включений у довідник періодичних видань бази даних Ulrich's Periodicals Directory (New Jersey, USA).

**Офіційний сайт видання:** <http://ait.khpi.edu.ua/>

Засновник Національний технічний університет  
«Харківський політехнічний інститут»

Founder National Technical University  
"Kharkiv Polytechnic Institute"

#### **Редакційна колегія**

##### **Головний редактор:**

Ребров О. Ю., д-р техн. наук, проф., НТУ «ХПІ»,  
Україна

##### **Заст. головного редактора:**

Кожушко А.П., д-р техн. наук, доц., НТУ «ХПІ»,  
Україна

##### **Члени редколегії:**

Пітер Требуна, д-р філ. наук, проф., Технічний  
університет у Кошице, Словаччина

Мілан Едл, к.т.н., доц., Університет Західної  
Богемії, Чеська Республіка

Волонцевич Д. О., д-р техн. наук, проф., НТУ  
«ХПІ», Україна

Шуляк М. Л., д-р техн. наук, доц., СНАУ, Україна

Клец Д. М., д-р техн. наук, проф., ХНАДУ, Україна

Зубко В.М., д.т.н., доцент СНАУ, Україна

Єпіфанов В.В., к.т.н., доцент, директор ННІ МІТ  
НТУ «ХПІ», Україна

Калінін Є. І., д.т.н. проф., Національний  
університет біоресурсів і природокористування  
України

Клименко В. І. д.т.н., проф. ХНАДУ, Україна

##### **Відповідальний секретар:**

Шевцов В. М., к.т.н., доц., НТУ «ХПІ», Україна

#### **Editorial Board**

##### **Editor-in-chief:**

Rebrov O. Y., dr. tech. sc., prof., NTU "KhPI",  
Ukraine

##### **Deputy editor-in-chief:**

Kozhushko A.P., dr. tech. sc., docent, NTU "KhPI",  
Ukraine

##### **Members of the Editorial Board:**

Piter Trebuna, dr. philosoph. sc., prof., Technical  
University in Kosice, Slovakia

Milan Edl, Ph.D., docent, University of west Bohemia,  
Czech Republic

Volontsevych D. O., dr. tech. sc., prof., NTU "KhPI",  
Ukraine

Shulyak M. L., dr. tech. sc., docent, SNAU,  
Ukraine

Klets D. M., dr. tech. sc., prof., KNAHU, Ukraine

Zubko V.M. dr. tech. sc., docent SNAU, Ukraine

Yepifanov V.V. Ph.D., docent, Director IES MET NTU  
"KhPI", Ukraine

Kalinin Y.I. dr. tech. sc., prof The National University of  
Life and Environmental Sciences of Ukraine

Klymenko V.I. dr. tech. sc., prof KNAHU, Ukraine

##### **Executive secretary:**

Shevtsov V.M., Ph.D., docent, NTU "KhPI", Ukraine

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ  
«ХПІ». Протокол №11 від 26 грудня 2023 р.

© Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», 2023

*A. A. КАШКАНОВ, В. М. КРАСНОКУТСЬКИЙ, В. В. КАВ'ЮК, С. Я. МАТЮЩЕНКО*

## **ОБҐРУНТУВАННЯ ТАКТИКО-ТЕХНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ДОДАТКОВОЇ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ ПРИ МОДЕРНІЗАЦІЇ АЕРОДРОМНОГО БАГАТОЦІЛЬОВОГО КОНДИЦІОНЕРА АМК-24/56-131**

В роботі розглянуті варіанти переобладнання аеродромного багатоцільового кондиціонера АМК-24/56, змонтованого на шасі автомобіля ЗІЛ-131Н. Існуючі підходи з оцінювання якості заміни енергетичних установок передбачають їх використання в якості основного силового агрегату, який забезпечує рух транспортного засобу. Оскільки підлягала заміні додаткова енергетична установка аеродромного багатоцільового кондиціонера, яка не застосовується для забезпечення руху автомобільного шасі, було запропоновано експертну методику багатокритеріального оцінювання якості заміни силового агрегату на основі системного підходу та застосування теорії нечітких множин. За результатами виконаного аналізу для модернізації АМК 24/56-131 було обрано двигун Mercedes-Benz OM364.

**Ключові слова:** аеродромний багатоцільовий кондиціонер, енергетична установка, тактико-технічні характеристики, модернізація, забезпечення якості, багатокритеріальне оцінювання, визначення оптимального рішення.

*A. KASHKANOV, V. KRASNOKUTSKYI, V. KAVIUK, S. MATIUSHCHENKO*

## **JUSTIFICATION OF THE TACTICAL AND TECHNICAL CHARACTERISTICS OF THE ADDITIONAL ENERGY INSTALLATION IN THE MODERNIZATION OF THE AIRPORT MULTIPURPOSE AIR CONDITIONER AMK-24/56-131**

The paper considers options for converting the AMK-24/56 airfield multi-purpose air conditioner, mounted on the ZIL-131N chassis, by replacing the ZMZ-511 additional power plant placed in the body. Existing approaches to evaluating the quality of replacement of power plants provide for their use as the main power unit that ensures the movement of the vehicle. At the same time, indicators of fuel economy and toxicity or indicators of traction and speed properties of cars are laid as the basis of the comparative analysis. Since the additional power plant of the airfield multi-purpose air conditioner, which is not used to ensure the movement of the car chassis, was to be replaced, an expert method of multi-criteria evaluation of the quality of power unit replacement (PU) was proposed. The development of the proposed methodology was carried out on the basis of a systematic approach and the application of the theory of fuzzy sets. Tools built on the basis of fuzzy set theory methods allow minimizing the impact of subjective uncertainty and enable decision-makers to adjust and refine expert conclusions to increase their objectivity and credibility. The algorithm for solving the problem of replacing an additional PU is based on the use of a reference comparison model in combination with compromise and absolute decision models, which reflects the entire spectrum of interaction of the participants in this process and allows taking into account the necessary components of the quality assurance system: the component of activity evaluation and analysis and the component of the reference system of indicators (standards). Based on the results of the analysis, the Mercedes-Benz OM364 engine was chosen for the modernization of the existing AMK 24/56-131 design and replacement of the ZMZ-511 additional power plant.

**Key words:** airfield multi-purpose air conditioner, power plant, tactical and technical characteristics, modernization, quality assurance, multi-criteria evaluation, determination of the optimal solution.

**Вступ.** В наш час велика увага приділяється проблемі підвищення якості, надійності та довговічності створюваних засобів аеродромно-технічного забезпечення польотів (ЗАТЗП). Ця проблема має комплексний характер, її розв'язання належить до першочергових задач, які мають державне значення.

ЗАТЗП використовуються в системі людина-машина-середовище [1], де більшість факторів, які впливають на їх надійність, є випадковими. Це насамперед навантаження, що діє на машину, і показники несучої здатності їх деталей і конструкцій. Тому методи забезпечення надійності ЗАТЗП та вирішення теоретичних питань ґрунтуються на теорії імовірностей, теорії випадкових процесів, теоретичних положеннях фізико-статистичних досліджень [2].

Важливим питанням у надійності аеродромних багатоцільових кондиціонерів (АБК) є визначення їх показників надійності в експлуатаційних умовах, розрахунок показників надійності складових частин, розроблення заходів для підвищення надійності. Підвищення

надійності досягається зниженням рівня навантажень складових частин АБК, спрощенням конструктивних схем, підвищенням несучої здатності і зносостійкості деталей, здатності до діагностування, широким впровадженням прискорених випробувань на всіх етапах їх створення, покращенням їх технічної експлуатації [3].

Застосування вказаних методів розрахунку, конструювання, виготовлення, експлуатації АБК сприяє суттєвому підвищенню їх надійності і коефіцієнта технічної готовності при мінімальних показниках металомісткості та енергоємності.

Аналіз останніх досягнень і публікацій. Засоби аеродромно-технічного забезпечення польотів авіації складаються з електричних, пневматичних і гідравлічних установок, агрегатів, пристроїв і пристосувань, призначених для технічної експлуатації та проведення за їх допомогою робіт, підготовок та контролю технічного стану повітряних суден (ПС). Аналіз існуючих зразків електро- та газової техніки Збройних Сил України показав (лист Міністерства оборони (МО) України №720/1/1334 від 19.05.2021), що з 1992 року парк техніки ЗАТЗП не оновлювався [2]. Останнім часом до Центрального управління забезпечення авіації та протиповітряної оборони озброєння Командування Сил логістики Збройних Сил України від підприємств промисловості України надходять звернення з пропозиціями щодо виготовлення ЗАТЗП на сучасній елементній базі з урахуванням перспектив розвитку державної авіації та авіації держав партнерів, з характеристиками сучасних зразків та європейських аналогів засобів забезпечення та запуску двигунів ПС [3, 4].

Розвиток Збройних Сил України неможливий без міжнародної кооперації в проведенні системних досліджень з питань імплементації основних принципів НАТО щодо пошуку шляхів переоснащення армії на новітні зразки озброєння та військової техніки (ОВТ), їх випробування і сертифікації, а також створення сучасних інформаційних технологій прийняття рішень у військовій сфері [5, 6, 7].

Впродовж тривалого часу прийняття рішень під час випробувань і контролю якості ОВТ носило по суті інтуїтивний і суб'єктивний характер. Треба відзначити, що вже на сьогодні розроблені різні підходи до використання теоретичних основ прийняття обґрунтованих рішень для потреб аналізу якості складних технічних систем, до яких відносяться сучасні зразки ОВТ. Однак методологія їх практичного застосування достеменно не розроблена.

Аеродромний багатоцільовий кондиціонер АМК-24/56-131 (рис. 1) призначений для охолодження або підігріву кондиціонованим повітрям висотного спорядження льотного складу, кабін ПС, спеціальної апаратури, а також для створення необхідних гігієнічних умов льотному складу, одягнутому у висотне спорядження, під час перевезення в районі аеродрому і при чергуванні в кабінах ПС і салонах (при комплексному постачанні кондиціонера з салоном СЛ-4П). Винищувачі після проходження глибокої модернізації обладнання завжди потребують використання АБК при підготовці до польотів.



Рис. 1 – Аеродромний багатоцільовий кондиціонер АМК-24/56-131

Обладнання кондиціонера розміщене в кузові, змонтованому на шасі автомобіля ЗІЛ-131Н. Додатковою енергетичною установкою служить розміщений в кузові автомобільний двигун ЗМЗ-511.

АБК використовується протягом року при виконанні авіаційною частиною (АЧ) поставлених завдань (льотна зміна, цілодобово, в будь-яку пору року, під час підготовки до польотів, в авіаційній техніко-експлуатаційній частині (ТЕЧ), під час бойового чергування, тощо) [8]. Напрацювання в середньому складає максимально 1700 мотогодин за рік на один АБК. Для забезпечення польотів подається три АБК (два основних і один резервний).

Аналіз технічного стану АБК АМК-24/56-131 вказує на низький відсоток справних засобів рухомості (ЗР) [9]. На гістограмах, що наведені на рисунку 2 наведена потреба у ремонті ЗР АБК.

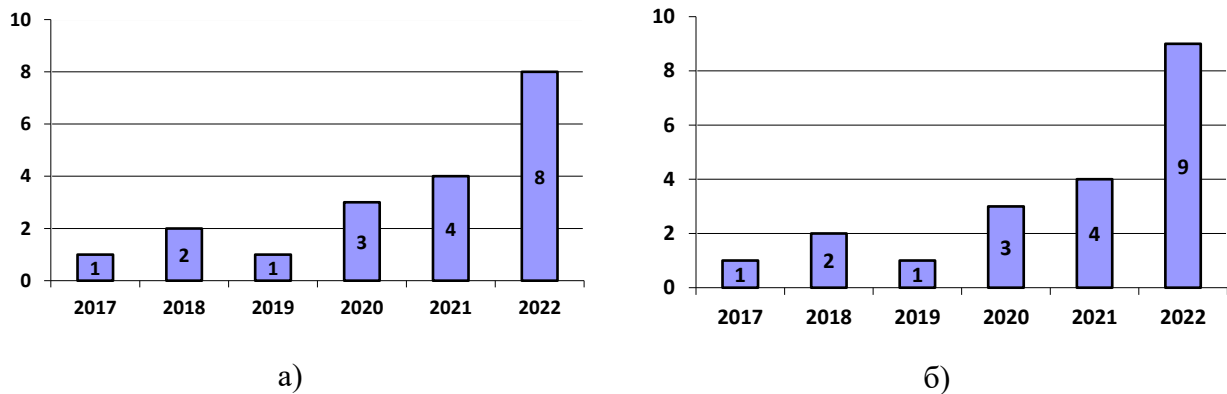


Рис. 2 – Потреба у ремонті ЗР АБК: а) на базі КамАЗ-5320; б) на базі ЗІЛ-131

Станом на 2023 рік пройшли капітальний ремонт лише близько 35 % ЗР АБК. З урахуванням відсутності надходження ЗР АБК за рахунок державного оборонного замовлення та обмеженої кількості виконання на них капітального ремонту (КР) та регламентованого ремонту (РР) спостерігається тенденція спаду бойової готовності АБК. На увагу заслуговує те, що практично 100 % АБК АМК-24/56-131 мають строк служби понад 30 років та більше. А це є граничний строк служби, який визначається для електрогазової техніки нормативами [10, 11]. За останні 5 років відсоток несправної техніки ЗР АБК підвищився. Для усунення поточних несправностей ЗР АБК зростають працевтрати, з відповідною витратою запасних частин.

З аналізу розподілу відмов за системами та механізмами АМК-24/56-131 (рис. 3) за даними [9, 12] до 70% несправностей припадає на ЕУ та її системи. Аналіз тривалості знаходження АБК в ремонті вказує на менший час усунення відмов спецобладнання.

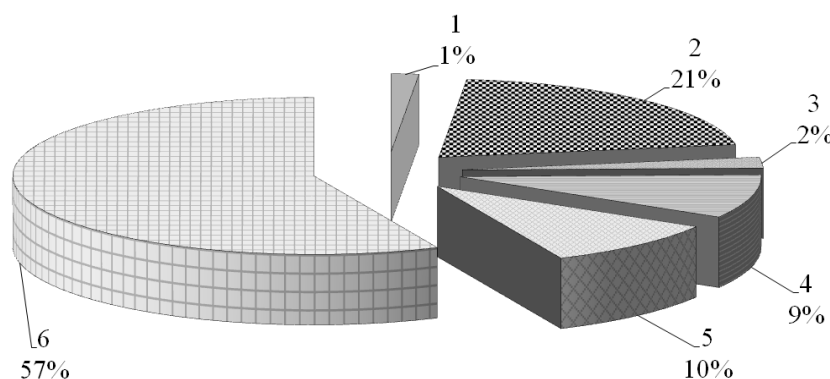


Рис. 3 – Розподіл відмов ЗР АБК за системами та механізмами: 1 – кривошипно-шатунний механізм (КШМ) та газорозподільний механізм (ГРМ); 2 – системи двигуна; 3 – трансмісія; 4 – ходова частина; 5 – рульове керування та гальмівні системи; 6 – електрообладнання

Основною причиною простою АМК-24/56-131 в несправному стані є [12]:

- експлуатація АМК-24/56-131 понад встановлені строки (практично усі ЗАТЗП мають строк експлуатації більш ніж 30 років);
- проблеми з постачанням запасних частин;
- відсутність необхідного запасу запасних частин, інструменту та приналежностей на складах авіаційно-технічного майна військової частини, а також несвоєчасне затребування їх в органах забезпечення;
- непридатність до використання групових ремонтних комплектів внаслідок їх тривалого зберігання і несвоєчасного поповнення.

В багатьох випадках технічний персонал взагалі не запускає ЕУ з двигуном ЗМЗ-511, а АБК працює від двигуна ЗіЛ-508.10. Аналіз відгуків і рекомендацій обслуговуючого та ремонтного персоналу АБК АМК-24/56-131 приводить до такого висновку: враховуючи, що 70 % несправностей АМК-24/56-131 припадає на ЕУ, пропонується заміна двигуна ЗМЗ-511, який встановлений зараз в якості ЕУ, на сучасний дизельний двигун.

**Мета та постановка задачі.** Метою роботи є обґрунтування тактико-технічних характеристик та вибір додаткової енергетичної установки при модернізації аеродромного багатоцільового кондиціонера АМК-24/56-131, спричиненою необхідністю підвищення рівня надійності функціонування та ефективності використання ЗАТЗП ПС.

Робота автомобіля в умовах експлуатації характеризується багатьма показниками. Одними з основних є показники паливної економічності і токсичності. Для аналізу впливу на кількість шкідливих викидів автомобілями експлуатаційних факторів застосовують моделі, засновані на розрахунку викидів шкідливих речовин автомобілем з використанням токсичної характеристики автомобільного двигуна (ДВЗ) і режиму його роботи. При цьому передбачається проведення випробувань автомобілів за їздовими циклами [13]. Інший методичний підхід передбачає обґрунтування вибору доцільного типу двигуна за показниками тягово-швидкісних властивостей [14, 15]. Нажаль ці методичні підходи передбачають використання ДВЗ в якості основного силового агрегату, який забезпечує рух транспортного засобу, і в нашому випадку не можуть бути застосовані. Тому для розробки альтернативного підходу доцільно скористатись експертними технологіями [16, 17] та концепціями управління якістю [18, 19].

В такому випадку постановка задачі виглядає так. Нехай задана множина можливих варіантів виконання конкретної заміни ЕУ в АМК  $X$ :  $X = \{x_1, x_2, \dots, x_i, \dots, x_n\}$ . Кожен варіант характеризується множиною параметрів оцінювання якості  $Y$ :  $Y = \{y_1, y_2, \dots, y_j, \dots, y_m\}$ . Нечітке відношення, яке має місце між кожним членом сукупності  $X$  і кожним членом сукупності  $Y$ , позначене через  $\mu_{ij}$  або  $\mu_{ij}$ . Тобто,  $\mu_{ij}$  відображає міру відповідності  $i$ -го варіанта заміни ЕУ вимогам за  $j$ -м параметром ( $\mu_{ij} \in [0, 1]$ ;  $i = 1, \dots, n$ ;  $j = 1, \dots, m$ ). Якщо узяти разом всі нечіткі відношення  $x_i$  та  $y_j$ , то отримаємо матрицю нечітких відношень  $R$  розміром  $nm$ :  $R = \{\mu_{ij} \mid i = 1, \dots, n; j = 1, \dots, m\}$ . Потрібно обрати оптимальний варіант  $x^*$  із множини  $X$ .

Задачу оцінювання якості варіанту заміни ЕУ в АМК можна записати таким чином:

$$x^* = \text{opt}(X, Y, R, M) \quad (1)$$

де  $M$  – використовується модель вирішення задачі, обрана особою, що приймає рішення (ОПР). В залежності від використовуваної моделі, результати вирішення задачі (1) можуть бути різними при однакових вихідних даних.

**Матеріали та результати досліджень.** Двигун ЗМЗ-511 в АМК 24/56-131 виконує роль додаткової ЕУ, яка входить в блок привода контуру обладнання, поданого на рис. 4. Основні технічні характеристики ЗМЗ-511 подані в табл. 1. Виходячи з мети дослідження, постає завдання аналізу типорозмірного ряду двигунів, які підходять для заміни ЕСУ в АМК.

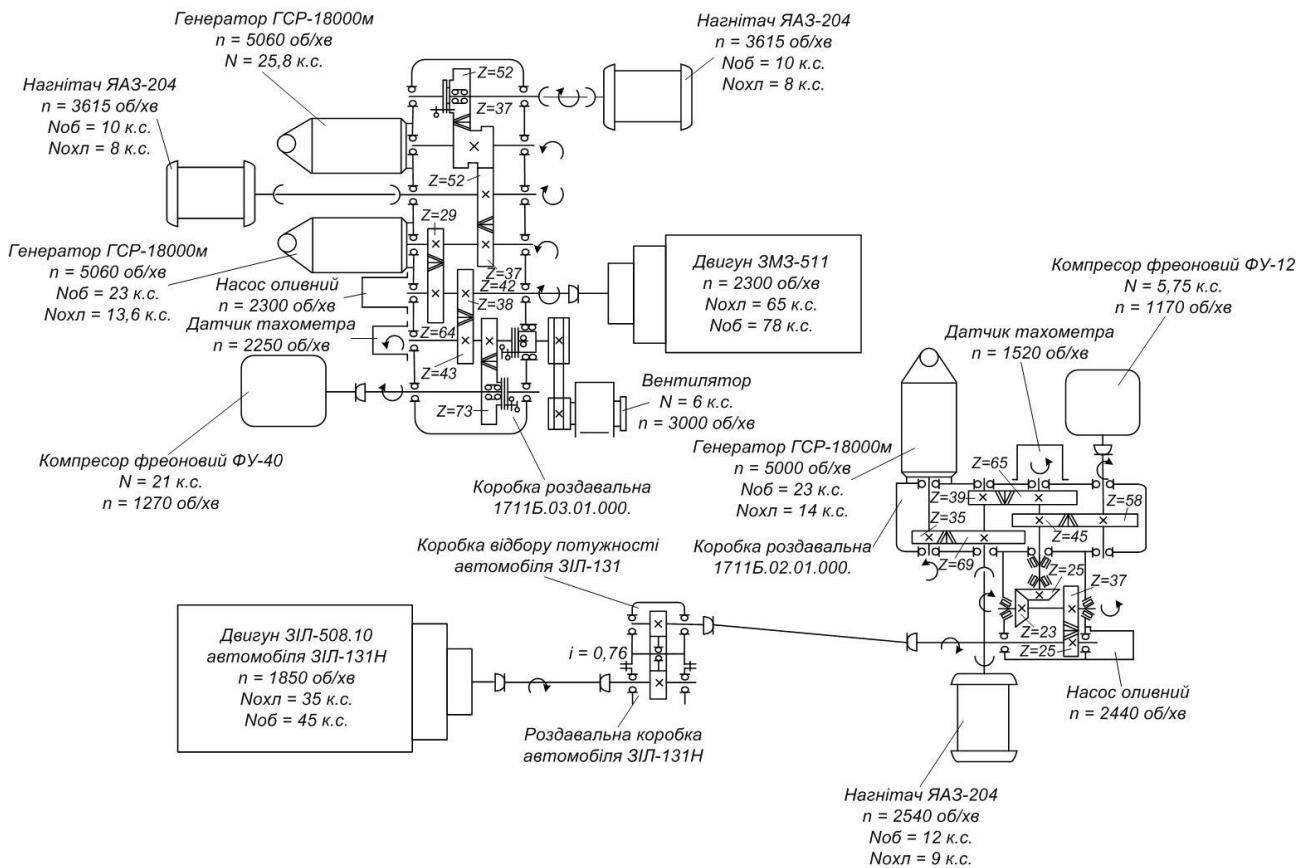


Рис. 4 – Кінематична схема розподілу потужності в АМК 24/56-131

Таблиця 1 – Двигун ЗМЗ-511: основні технічні характеристики

Об'єм двигуна, л	4,25
Максимальна потужність, к.с. (кВт) при об./хв.	125 (92) / 3200
Максимальний крутний момент, Н*м (кг*м) при об./хв.	294 (30) / 2000
Використовуване паливо	Бензин
Мінімальна питома витрата палива г/кВт*год (г/к.с.*год)	286 (210)
Тип двигуна	V8, карбюраторний

На теперішній час на підприємствах вітчизняної промисловості проводяться заходи, щодо ремонту і модернізації АБК. ЗР для встановлення спеціального обладнання АБК, у більшості випадків, підприємства-виробники застосовують автомобільні базові шасі виробництва Кременчуцького автомобільного заводу (публічне акціонерне товариство «АвтоКрАЗ») [20, 21].

У нашій країні є більш 50 машинобудівних підприємств різних форм власності (державне підприємство (ДП) «45 Експериментальний механічний завод» (м. Вінниця), підприємство «171 Чернігівський ремонтний завод» (м. Чернігів), публічне акціонерне товариство (ПАТ) «Рівнесільмаш» (м. Рівне), Луцький автомобільний завод, Запорізький автомобільний завод, Львівський автобусний завод, Харківський завод тракторних двигунів, ДП «Завод ім. Малишева», корпорація "Богдан", 6 авторемонтний завод (м. Київ), 176-й авторемонтний завод (АРЗ) (м. Харків), Одеський завод з виробництва причепів та напівпричепів та ін.). Потужності цих підприємств дозволяють виготовляти різноманітні спеціальні замовлення [22], але серед них немає підприємств з повного циклу виробництва силових агрегатів, які можливо встановлювати під час виробництва нових або капітального ремонту з модернізацією старих АМК-24/56-131.






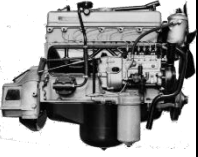






Під час аналізу досліджень загальних властивостей ЗР провідних держав світу було встановлено загальну тенденцію в арміях країн НАТО – відмова від бензинових двигунів в конструкції ЗР ЗАТЗП та у приводах спеціальної техніки на користь дизельних ЕУ [23, 24, 25]. На фоні найбільшого розповсюдження дизельного приводу, поширення застосування електричних силових агрегатів знаходиться на початкових стадіях [24].

Проведені дослідження [26] вказують на актуальність розробки та впровадження у виробництво вітчизняного дизельного двигуна подвійного призначення. Був розроблений інвестиційний проект з виробництва дизельних двигунів «Слобожанський дизель» потужністю від 74 кВт до 129 кВт. Проект передбачає виробництво двигунів подвійного призначення серії ДТНА в чотирьох- та шестициліндровому виконанні на базі Казенного підприємства (КП) «Харківське конструкторське бюро з двигунобудування» (ХКБД) та Державного підприємства «Завод імені В.О. Малишева». Проте на цей час цей проект не реалізований.

Аналіз літературних джерел [27, 28, 29, 30] та ресурсів інтернет [31, 32, 33] дозволяє виділити наступний ряд дизельних ДВЗ, які найчастіше використовуються як альтернатива ЗМЗ-511: ЯМЗ-53442 турбо, ММЗ Д-245.12С, MAN L2000 D0824, Mercedes-Benz OM 904 LA, Mercedes-Benz OM364, Mercedes-Benz OM366, Cummins ISF3.8, Cummins ISBe 3.9, HINO W04CT, HINO J07C, при модернізації та експлуатації автомобільної техніки на шасі ЗІЛ, ГАЗ. Тактико-технічні характеристики та загальний вигляд перерахованого вище ряду енергетичних установок подані в таблиці 2.

Таблиця 2 – Альтернативний ряд дизельних силових установок

Марка	ЯМЗ 53442 турбо	ММЗ Д-245.12С	MAN L2000 D0824	Mercedes-Benz OM 904 LA	Mercedes-Benz OM364
Загальний вид					
Тип двигуна	R4	R4	R4	R4	R4
Об'єм двигуна, л	4,43	4,75	4,58	4,25	4,0
Маса двигуна, кг	480	450	416	395	362
Максимальна потужність, к.с. (кВт) при об./хв.	136 (100) / 2300	108 (80) / 2400	160 (118) / 2400	150 (110) / 2200	140 (103) / 2200
Максимальний крутний момент, Н*м при об./хв.	422 / 2100	353 / 1200	579 / 1500	520 / 1600	500 / 1500
Мінімальна питома витрата палива г/кВт*год	197	218	201	188	176
Марка	Mercedes-Benz OM366	Cummins ISF3.8	Cummins ISBe 3.9	HINO W04CT	HINO J07C
Загальний вид					
Тип двигуна	R6	R4	R4	R4	R5
Об'єм двигуна, л	6,0	3,8	3,9	3,8	6,6
Маса двигуна, кг	470	280	338	465	480
Максимальна потужність, к.с. (кВт) при об./хв.	170 (125) / 2700	156 (115) / 2600	140 (105) / 2700	136 (100) / 3200	170 (125) / 2900

закінчення таблиці 2

Максимальний крутний момент, Н*м при об./хв.	560 / 1400	500 / 1300	502 / 1500	400 / 2000	451 / 1600
Мінімальна питома витрата палива г/кВт*год	214	193	182	192	220

Вагомими компонентами системи забезпечення якості заміни ЕУ в АМК-24/56-131 є: компонент стандартів (еталонної системи показників), компонент аналізу та оцінки діяльності. Взаємозв'язки компонентів забезпечення якості та понятійний апарат вкладаються в таку схему (рис. 5).

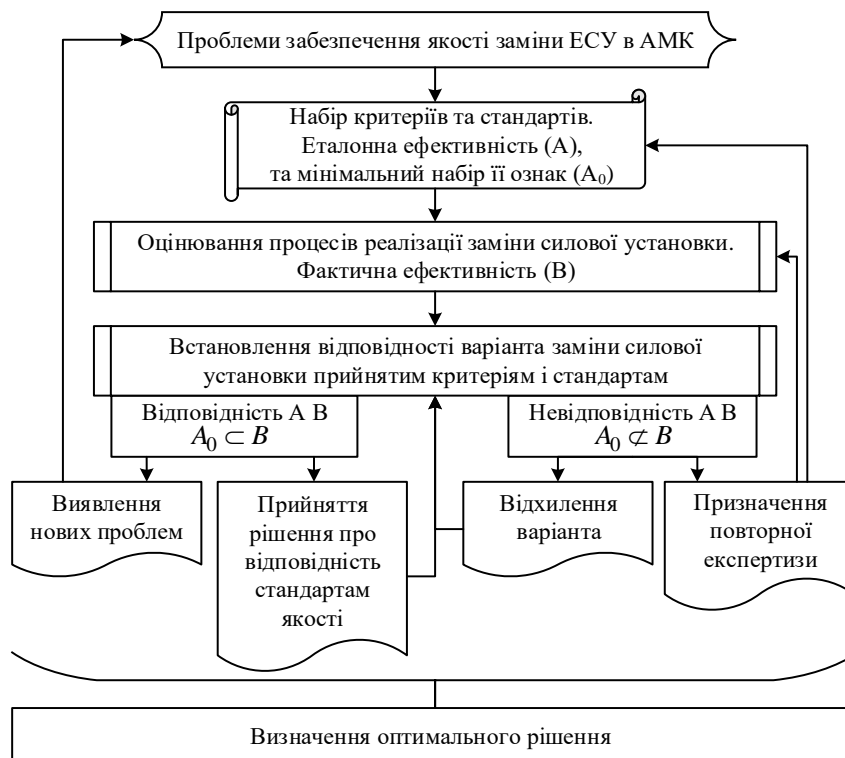


Рис. 5 – Схема забезпечення якості заміни ЕУ в АМК-24/56-131

Для більш детального аналізу даного процесу, потрібно розглянути якість заміни силової установки як комплекс таких показників: ефективність, яка визначається відношенням отриманого результату до теоретично можливого в ідеальних умовах; економічність, яка визначається відношенням фактичних затрат до нормативної вартості; адекватність, яка визначається співвідношенням між потрібною та реально виконаною заміною ЕУ в АМК-24/56-131 та складається з таких понять:

1. Науковість методик та технічний рівень технологій, які використовуються в процесі заміни силової установки.

2. Своєчасність виконання заміни силової установки, яка визначається співвідношенням часу проведення і часу виникнення потреби в заміні з часом надання послуги з заміни силової установки та потреби в ній при роботі системи в ідеальних умовах.

3. Достатність охопту питань заміни ЕУ в АМК-24/56-131 для забезпечення адекватної роботи кондиціонера за призначенням, яка не знижує в значній мірі ефективність процесів.

Всі ці поняття повинні бути основою методологічного забезпечення якості заміни ЕУ в АМК-24/56-131.

Будь-яка властивість може бути оцінена показником якості, вираженим у відносних або абсолютних одиницях [19]. Одиничні, які характеризують одну споживчу властивість, показники якості рекомендується визначати відносною величиною, а не фактичними абсолютними значеннями чи різницею між еталоном і фактичним значенням. Ці показники визначаються так

$$Q_i = Q_i^f / Q_i^e \text{ або } Q_i = Q_i^e / Q_i^f \quad (2)$$

де  $Q_i^e$  і  $Q_i^f$  – еталонне і фактичне значення характеристики  $i$ -ї властивості ЕУ в АМК-24/56-131;  $Q_i$  – одиничний показник якості, який характеризує  $i$ -у властивість.

Для дослідження якості використовують як окремі показники, так і ті, що характеризують групу властивостей чи в цілому. Показник якості  $k$ -ї групи властивостей  $Q_G^k$  можна визначити за формулою

$$Q_G^k = \sqrt[n]{\prod_{i=1}^n \alpha_i \cdot Q_i}, \quad (3)$$

де  $\alpha_i$  – вага  $i$ -ї властивості показника якості, що описує  $k$ -у групу властивостей;  $n$  – кількість властивостей в  $k$ -й групі.

Підсумковий показник якості застосування ЕУ в АМК-24/56-131 можна визначити аналогічно:

$$\sum Q = \sqrt[m]{\prod_{k=1}^m \beta_k \cdot Q_G^k}, \quad (4)$$

де  $\beta_k$  – вага показника якості, який характеризує  $k$ -у групу властивостей в загальному показнику;  $m$  – число груп властивостей, за якими оцінюється загальна якість застосування ЕУ в АМК.

Для вибору силового агрегату для роботи у складі спеціального обладнання аеродромного багатоцільового кондиціонера можна визначити такі критерії, за якими порівнюються можливості обраних зразків силових агрегатів:

- 1) основні технічні параметри зразків двигунів з аналогічними параметрами двигуна «еталону» (порівнюємо з ЗМЗ-511);
- 2) можливості силового агрегату щодо забезпечення характеристик зразку аеродромного багатоцільового кондиціонера, які вимагають умови його експлуатації;
- 3) економічна спроможність та доцільність реалізації проекту модернізації аеродромного багатоцільового кондиціонера з тим чи іншим зразком силового агрегату.

Аналіз критеріїв якості застосування ЕУ в АМК-24/56-131 дозволяє зробити висновок, що в остаточному підсумку якість заміни та застосування додаткової ЕУ відображає весь спектр взаємодії учасників процесу. З метою наближення до розуміння якості як загальноприйнятої категорії, розглянемо якість застосування ЕУ в загальному плані. Під час оцінки якості товарів і послуг [18] беруть до уваги такі характеристики: якість виконання та якість відповідності.

Якість виконання є характеристикою, яка відображає ступінь задоволення потреб та запитів учасників вибору, заміни та експлуатації ЕУ в АМК-24/56-131.

Якість відповідності відображає ступінь відповідності діючим стандартам, внутрішнім специфікаціям тощо.

Якість виконання не завжди може бути забезпечена, тому що вимоги окремих осіб до якості виконання є завищеними, а можливості виконавців обмежені наявними ресурсами, забезпеченістю використання можливих технологій, професійно-технічним рівнем самого виконавця тощо.

Якість відповідності може бути забезпечена в більшості випадків, тому що її параметри визначаються стандартами, які створені всередині системи під існуючі технології.

Основними компонентами оцінювання якості є: аналіз професійних якостей виконавця та забезпеченості його роботи технічним обладнанням, аналіз фінансування та умов організації

праці (якість структури), аналіз використовуваних технологій (якість процесу), аналіз кінцевої продукції (якість результатів). Звісно, цими компонентами оцінювання якості не обмежується, в практичній діяльності проводиться багато досліджень, в яких такі питання розглядаються непрямо або в іншому контексті.

При прийнятті рішень за концепцією системного аналізу [13, 34, 35] процес напрацювання рішення зводиться до вибору найкращої альтернативи серед сукупності допустимих засобів досягнення поставленої мети. Мета полягає в оптимізації системи за певним критерієм.

В справжніх складних системах в багатьох випадках існує декілька цілей. Ці цілі нерідко є суперечливими. При розробці складних систем, таких, як система забезпечення роботи АМК-24/56-131 в умовах бойових дій, неможливо визначити одну ціль чи встановити жорстку ієрархію цілей. Отже замість жорсткої моделі потрібно застосовувати «м'яку» модель, головна ідея якої полягає в компромісному рішенні в рамках діяльності по досягненню різних цілей, в знаходженні рішень, які в деякій мірі задовольняли б усі потреби. Компромісний підхід виник від розуміння того, що досить часто не хватає інформації для лінійного розподілу рішень і можна лише здійснити груповий розподіл.

Потрібно також відмітити, що реалізація компромісного підходу може супроводжуватись виникненням певні труднощів. Особа, яка приймає рішення, не завжди об'єктивно оцінює рівень якості напрацьованого рішення, а тому не завжди обирає найкраще рішення із загальної сукупності можливих рішень. Вибір найкращого варіанта можливий лише тоді, коли була застосована коректна модель та коректний алгоритм вибору.

Для розробки методики оцінювання якості застосування ЕУ за багатьма критеріями використаємо теорію нечітких множин [36], при цьому можливими ситуаціями, які характеризують процес прийняття рішень [16, 17] можуть бути такі:

– особа, яка приймає рішення, не має інформації щодо обмежень значень параметрів та інформації про рівень важливості параметрів. В цьому випадку використовується згортка Гермейєра (мінімаксна модель);

– особа, яка приймає рішення, обирає варіант, для якого забезпечуються значення усіх параметрів в рамках еталону. Цей випадок відповідає моделі абсолютного рішення;

– особа, яка приймає рішення, може вказати бажані обмеження за певними параметрами. Використовується модель основного параметра;

– особа, яка приймає рішення, здатна розподіляти параметри за рівнем їх важливості та оцінити частку впливу кожного параметра на підсумкове рішення. Для такого випадку застосовується модель компромісного рішення;

– особа, яка приймає рішення, виконує пошук найкращого рішення на основі компромісної моделі з урахуванням часткових обмежень на значення параметрів. Такий випадок характеризується як комбінація другої та четвертої ситуації, коли використовується модель еталонного порівняння.

Аналіз вище перерахованих моделей, виконаний в роботі [37], дозволяє зробити вибір на користь моделі еталонного порівняння. Сутність цієї моделі полягає у визначенні еталонного варіанта заміни ЕУ в АБК  $x_0$ . Параметри цього варіанта є мінімально допустимими значеннями  $\mu_0, j = 1, \dots, m$ . Усі варіанти сукупності  $X$  порівнюється з еталоном  $x_0$ . У разі не гіршої якості у варіанта  $x_i$  ніж у еталона  $x_0$  за усіма параметрами, варіант  $x_i$  додається до загальної сукупності рішень і для нього визначають інтегральний параметр якості  $f_i$ . Для еталонного варіанта інтегральний параметр приймає нульове значення  $f_0 = 0$ . Оптимальний розв'язок – варіант з максимальним значенням інтегрального параметра  $f_{\max}$ .

Математичний запис моделі:

$$\begin{cases} X^* = \{x_k \mid x_k \in X; \mu_{kj} \geq \mu_{0j} \forall j = 1, \dots, m; f_k = f_i \mid f_i \in F; i = 1, \dots, m\}; \\ f_i = \sum_{j=1}^m (\mu_{ij} - \mu_{0j}) \cdot w_j. \end{cases} \quad (5)$$

Варіант  $x_k$  є розв'язок задачі (5).

Блок-схема алгоритму багатокритеріального оцінювання якості варіанту реалізації заміни ЕУ в АБК, представлена на рисунку 6.

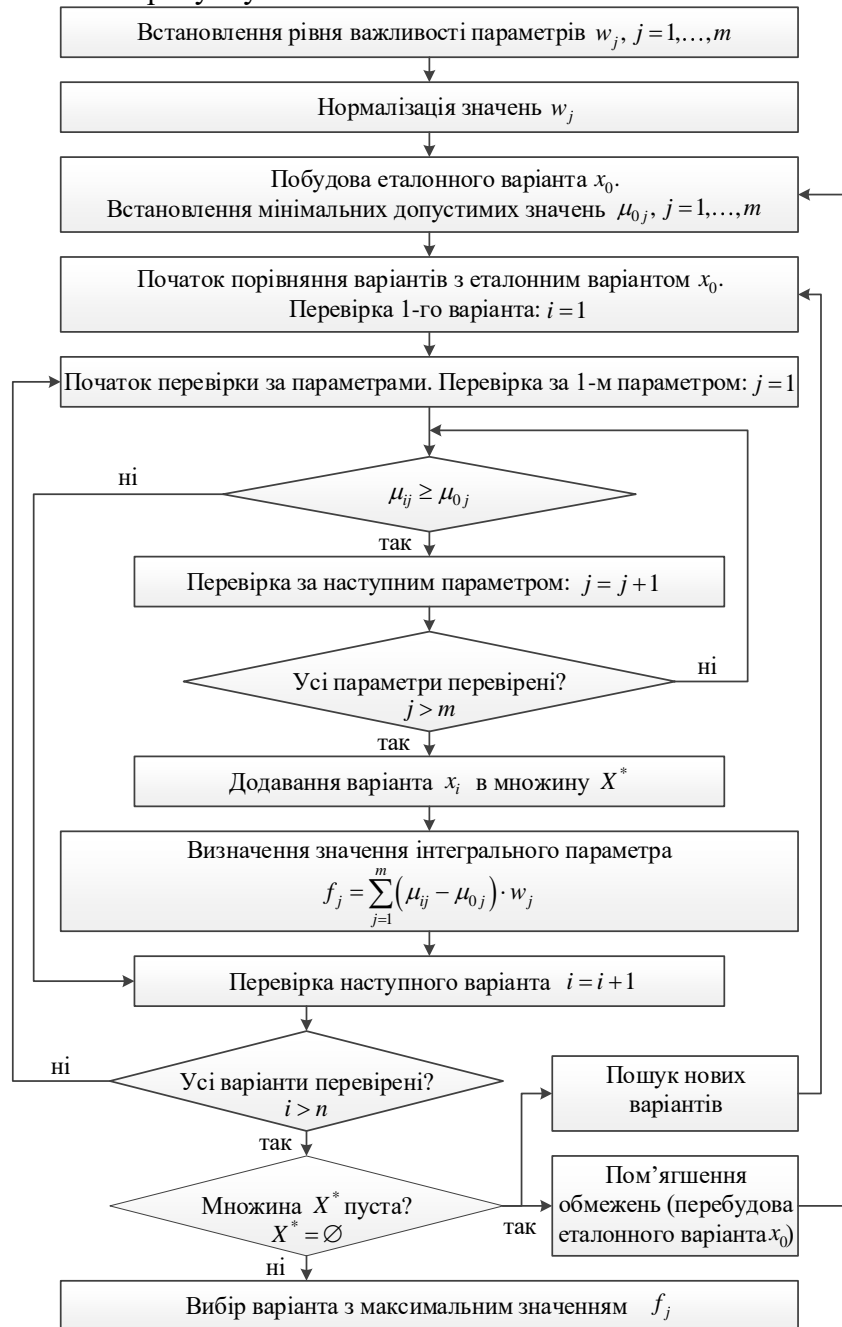


Рис. 6 – Блок-схема алгоритму багатокритеріального оцінювання якості варіанту заміни ЕУ в АБК

До ряду двигунів-аналогів, обраних для модернізації аеродромного багатоцільового кондиціонера, були включені двигуни, які за основними технічними характеристиками відповідають або кращі за силовий агрегат ЗМЗ-511, що встановлений на теперішній час (див. табл. 2). Основні параметри силового агрегату, які враховувались під час вибору ряду двигунів-аналогів для модернізації аеродромного кондиціонера, наведені у таблиці 3. Крім того, врахуванню підлягали вимоги наказу МО України №127 від 28.08.2020 р. Головнокомандувача Збройних Сил України «Про затвердження Інструкції з формування оперативного-стратегічних, оперативного-тактичних та загальних вимог до перспективних (нових, модернізованих) систем (комплексів, зразків) озброєння та військової техніки ЗСУ».

Таблиця 3 – Основні параметри вибору ряду двигунів-аналогів для модернізації АМК

Параметр		На що впливає
Назва	допустимі межі <sup>1)</sup>	
Габаритні розміри (об'єм що займає)	до +10 %	1. Кріплення силового агрегату, роботи з підготування місця встановлення. 2. Зручність проведення ТО і Р.
Маса двигуна	до +40 %	1. Загальна маса кондиціонера в цілому. 2. Перерозподіл навантаження на передню вісь ЗР
Питома потужність	не менш 0,009 кВт/кг	Паливна економічність
Крутний момент	±30 %	
Номінальна частота обертання колінчастого валу <sup>2)</sup>	±30 %	1. Врівноваженість роботи. 2. Можливість використання існуючої роздавальної коробки (блоку приводу)
Конструктивні особливості (наявність інноваційних рішень)	–	1. Зменшення витрат (ПММ). 2. Необхідність додаткових видів ТО і Р. 3. Надійність силового агрегату
Питома витрата палива, г/кВт·год <sup>2)</sup>	не більш, що є	1. Вартість експлуатації (за витратою ПММ). 2. Вартість ТО і Р
Спрощення операцій ТО та їх періодичність	не більш, що є	Вартість ТО і Р (експлуатації)
Пожежна небезпека	–	Небезпека займання ПММ
Гучність та вібрація	як найменші <sup>3)</sup>	1. Комфортні умови персоналу (стан водія психофізіологічний, здоров'я тощо). 2. Умови маскування в процесі роботи.
Наявність системи полегшення пуску	бажана	Стійкий запуск двигуна в умовах низьких температур.
Вміст викиду відпрацьованих газів	не нижче ЄВРО-3	Екологічна безпека

<sup>1)</sup> Допустимі відхилення відносно параметрів силових агрегатів, що підлягає заміні.

<sup>2)</sup> За умовою забезпечення встановленої для спеціального обладнання (генератора) частоти обертання первинного валу роздавальної коробки.

<sup>3)</sup> Не більше допустимих рівнів звукового тиску у октавних смугах частот, еквівалентних рівню звуку на робочому місці водія вантажної машини (за ДСТУ UN/ECE R 9-05-2002).

В результаті, було запропоновано чотири варіанта провадження заміни:  $x_1$ ,  $x_2$ ,  $x_3$ ,  $x_4$ . Крім того, встановлено три параметра якості заміни:  $y_1$  – ступінь відповідності та задоволення потреб користувачів АМК (рівень невизначеності рішень),  $y_2$  – строк виконання,  $y_3$  – вартість виконання. Результати оцінювання якості варіантів подані в табл. 4.

Таблиця 4 – Значення параметрів за варіантами

Варіант реалізації	Параметри оцінювання варіантів		
	ступінь відповідності $y_1$	строк виконання $y_2$	вартість виконання $y_3$
$x_1$ (HINO W04CT)	0,65	0,76	0,81
$x_2$ (MAN L2000 D0824)	0,58	0,64	0,76
$x_3$ (Cummins ISF3.8)	0,89	0,75	0,57
$x_4$ (Mercedes-Benz OM364)	0,84	0,73	0,62

Розв'язок задачі за запропонованим алгоритмом (рис. 6).

Встановлюємо мінімально допустимі значення параметрів якості:  $\mu_1^{\min} = 0,60$ ,  $\mu_2^{\min} = 0,50$ ,  $\mu_3^{\min} = 0,60$ . Після нормалізації вектор рівнів важливості параметрів має такий вигляд:  $W = (0,5 \ 0,3 \ 0,2)^T$ .

При перевірці варіантів за умовою  $\mu_{ij} \geq \mu_{0j}$  встановлено:

– варіант  $x_2(0,58 \ 0,64 \ 0,76)$  не відповідає вимогам за параметром  $u_1$ ;

– варіант  $x_3(0,89 \ 0,75 \ 0,57)$  не задовольняє вимоги за параметром  $u_3$ .

Ці варіанти видаляються із множини розв'язків. Залишаються два варіанта:  $x_1$  та  $x_4$ .

$X^* = \{x_1, x_4\}$ . Їх інтегральний параметр приймає такі значення:

$$f_1 = (0,65 - 0,60) \cdot 0,50 + (0,76 - 0,50) \cdot 0,30 + (0,81 - 0,60) \cdot 0,20 = 0,145;$$

$$f_4 = (0,84 - 0,60) \cdot 0,50 + (0,73 - 0,50) \cdot 0,30 + (0,62 - 0,60) \cdot 0,20 = 0,193.$$

Результат розв'язку задачі – варіант  $x_4(0,84 \ 0,73 \ 0,62)$ .

Отже, при достатній повноті наявної інформації розроблений алгоритм методики багатокритеріального оцінювання якості заміни ЕУ в АБК можна рекомендувати до застосування, оскільки він дає рішення, яке найкраще відповідає вимогам поставленої задачі.

#### Висновки.

1. Встановлено, що АМК-24/56-131 які є на озброєнні Повітряних Сил України, не в повній мірі відповідають сучасним вимогам з надійності, економічності та екологічності.

2. На АМК-24/56-131, модернізація яких передбачається, доцільно встановлювати сучасні дизельні силові агрегати, які більш довершені за своїми властивостям ніж ті, що застосовуються.

3. Запропонована експертна методика багатокритеріального оцінювання якості заміни силового агрегату на основі системного підходу та застосування теорії нечітких множин відображає весь спектр взаємодії учасників цього процесу та дозволяє врахувати необхідні компоненти системи забезпечення якості: компонент оцінювання та аналізу діяльності та компонент еталонної системи показників (стандартів).

4. Експертним шляхом визначено, що найбільш оптимальним варіантом для заміни додаткової ЕУ АМК-24/56-131 є двигун Mercedes-Benz OM364, який забезпечує збільшення максимального крутного моменту на 14% і вище. Дизельні двигуни Mercedes-Benz OM364 адаптовані для встановлення на вказану АБК. Двигуни Mercedes-Benz OM364 мають високу надійність.

5. Модернізація ЗР АБК Повітряних Сил ЗС України можлива шляхом встановлення капітально-відремонтованого спеціального обладнання на базове шасі ЗР модельного ряду КРАЗ. Гарантійне та післягарантійне обслуговування, поточний і капітальний ремонт можуть проводитись на вітчизняних ремонтних підприємствах.

#### Список літератури

1. Rotshtein A., Katielnikov D. & Kashkanov A. A fuzzy cognitive approach to ranking of factors affecting the reliability of man-machine systems. *Cybernetics and Systems Analysis*. Vol. 55, No. 6, November, 2019. P. 958-966. <https://doi.org/10.1007/s10559-019-00206-8>.
2. Жданюк М.М., Чередник Ю.М., Макаров С.М., Мотяков Ю.М., Швець С.А. Системний підхід до розробки загальних вимог до засобів наземного обслуговування польотів. Збірник наукових праць Державного науково-дослідного інституту випробувань і сертифікації озброєння та військової техніки. Випуск №4/10, 2021. С. 45-55.
3. Демидов Б.А., Хмелевська А.А. Системно-концептуальна модель управління життєвим циклом зразка озброєння і військової техніки. *Системи озброєння і військова техніка*. Вип. №2, 2005. С. 47-53.

4. План дій щодо впровадження оборонної реформи у 2016–2020 роках (дорожня карта оборонної реформи) [Електронний ресурс]. URL: [http://www.mil.gov.ua/content/tenders/Plan\\_2208.pdf](http://www.mil.gov.ua/content/tenders/Plan_2208.pdf).
5. Дроздов С. Новітні технології для захисту повітряного простору. Тези доповідей XVI Міжнародної наукової конференції Харківського національного університету Повітряних Сил імені Івана Кожедуба, 15–16 квітня 2020 року. Х.: ХНУПС, 2020. С. 5-6.
6. Скворчевський А.Е. CALS-концепція логістичної підтримки життєвого циклу озброєння та військової техніки: національні аспекти впровадження. Сучасні інформаційні технології у сфері безпеки та оборони. Вип. № 1(34), 2019. С. 45-52.
7. Про схвалення Стратегії розвитку оборонно-промислового комплексу України на період до 2028 року: розпорядження Кабінету Міністрів України від 20 червня 2018 р. № 442-р. URL: <https://zakon.rada.gov.ua>.
8. Про затвердження Інструкції з визначення річних норм витрат моторесурсів засобів аеродромно-технічного обслуговування літальних апаратів Збройних Сил України. Наказ Начальника ГШ – Головнокомандувача Збройних Сил України від 19.08.2013 р. № 179.
9. Звіт з НДР (заклучний). Спеціальна тема. Шифр "Рухомість-М3" МОУ, ХНУПС. Х., держ. реєстр. № 0101U002285, Інв. № 4179/2 та №4180/2, 2017. 411 с.
10. Методичні рекомендації щодо встановлення та визначення норм напрацювання (строків служби) до ремонту автомобільної техніки та автомобільного майна. К.: Озброєння ЗС України, 2017. 30 с.
11. Про затвердження Інструкції з перевірки та оцінки стану озброєння та військової техніки у Збройних Силах України. Наказ МО України від 19.11.2009 р. № 581.
12. Краснокутський В.М., Кав'юк В.В., Вахнюк С.А. Аналіз шляхів підвищення технічних показників енергетичного силового агрегату блоку приводу контуру обладнання аеродромного багатоцільового кондиціонера АМК-24/56-131. Збірник тез доповідей XII Міжнародної науково-практичної конференції "Актуальні питання забезпечення службово-бойової діяльності військових формувань та правоохоронних органів", 27 жовтня 2023 року. Х.: НА НГУ, 2023. С. 171-174.
13. Automotive Handbook. 11th Ed. Karlsruhe: Robert Bosch GmbH, 2022. 2048 p.
14. Сахно В. П., Поляков В. М., Мурований І. С., Шарай С. М. До вибору типу автомобіля-тягача для автопоїзда великої вантажопідйомності. Вісник машинобудування та транспорту. №10(2), 2019. С. 120-125. <https://doi.org/10.31649/2413-4503-2019-10-2-120-125>.
15. Сахно В.П., Яценко Д.М., Диких О.В., Стельмашук В.В., Онишук В.П. До вибору типу двигуна при модернізації БТР-70. Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. №2(15), 2020. С. 134-146. <https://doi.org/10.36910/automash.v2i15.401>.
16. Гнатієнко Г. М., Снитюк В. Є. Експертні технології прийняття рішень: монографія. К.: ТОВ «Маклаут», 2008. 444 с.
17. Hoffmann A. G. Paradigms of Artificial Intelligence: a methodological and computational analysis. Singapore: Springer-Verlag, 1998. 234 p.
18. Шаповал М. І. Менеджмент якості: підручник. К. : Знання, 2003. 475 с.
19. Загальне управління якістю: підручник / О. В. Нанка, Р. В. Антощенков, В. М. Кісь, І. О. Листопад, Н. І. Моїсєєва, І. В. Галич, А. О. Никифоров. Харків: ХНТУСГ, 2019 р. 205 с.
20. Уніфіковані газозарядні станції УГЗС.М для зарядки бортових систем літальних апаратів киснем, азотом або повітрям на шасі автомобіля КрАЗ. URL: <https://melcom.all.biz/uk/unyfycyrovane-gazozaryadne-stanciyy-ugzsm-dlya-g321833>.
21. Спеціальна тема (шифр «Модуль-В»): Звіт про НДР (заклучний) / ХУ ПС; № ДР 0101U001263; Інв. № 3140/2. Х.: ХУ ПС, 2012. 190 с. ДСК.
22. Спеціальна тема (шифр «Маневреність»): Звіт про НДР / ХУ ПС; № 0101U001739; Інв. № 8608/2. – Х.: ХУ ПС, 2015. – 194 с. – ДСК.
23. NATO CALS Handbook. CiteSeerX. March 1, 2000. CiteSeerX 10.1.1.194.9777.
24. Харченко О.В., Пашенко С.В. Концептуальні засади подальшого розвитку авіації Збройних Сил України. Збірник наук. праць Державного науково-дослідного інституту авіації. К.: ДНДІА, 2020. № 16(23). С. 6-11.
25. Про схвалення Основних напрямів розвитку озброєння та військової техніки на довгостроковий період. Розпорядження КМУ від 14.06.2017 р. № 398р. URL: <http://zakon3.rada.gov.ua/laws/show/398-2017-%D1%80>.
26. Техніко-економічне обґрунтування необхідності державної підтримки у виконанні інноваційно-інвестиційного проекту «Розроблення та впровадження у виробництво малолітражного автомобільного дизеля потужністю 100-175 к.с. подвійного призначення (Слобожанський дизель)»: монографія; за ред. Ф.І. Абрамчука, О.В. Грицюка та І.А. Дмитрієва. Харків: ХНА-ДУ, 2012. 164 с.
27. Засоби транспортування озброєння і військової техніки. Конструкція. Двигуни внутрішнього згоряння: підручник для слухач., курсантів та студ. вищ. навч. закл. / Раковський Х.В., Rogozin I.V., Раковська Н.Х., Клец Д.М., Юхно В.А. Харків: ХНУПС, 2018. 372 с.
28. Автомобільні двигуни: Навчальний посібник / Зінько Р.В., Бучківський Б.Р., Зіркевич В.М., Андрієнко А.М. Львів: АСВ, 2011. 189 с.
29. Експлуатація автомобілів та засобів АТЗ польотів. О.М. Леоненко, В.В. Кав'юк, О.А. Бусилко: навч. посіб. Харків: ХУПС, 2015. 304 с.



30. Сучасне озброєння і військова техніка Збройних сил Російської Федерації. Довідник учасника ООС / [С.П. Корнійчук, О.В. Турінський, Г.В. Певцов, та ін.]; за заг. ред. С.П. Корнійчука. Харків: ДІСА ПЛЮС, 2020. 1220 с.
31. Торгівельний дім Автодвір. Переобладнання автомобілів ЗІЛ, ГАЗ і КАМАЗ двигунами ММЗ та ЯМЗ Україна. URL: [http://avtodvor.com.ua/refit\\_KAMAZ.php](http://avtodvor.com.ua/refit_KAMAZ.php).
32. Лідер-Агро. Переобладнання ЗІЛ ГАЗ ПАЗ на дизель Д245, Д240, МТЗ, ОМ366, МАН. URL: <https://lider-agro.com.ua/ua/pereoborudovanie-zil-gaz-paz-na-dizel-d245-d240-mtz-om366-man>.
33. VGARtruck. Переобладнання ЗІЛ, ГАЗ, ПАЗ, МАЗ на дизель Mercedes, МАН. URL: <https://vgar.com.ua/>.
34. Алексієв В. О. Управління розвитком транспортних систем. Харків : ХНАДУ, 2008. 268 с.
35. Волков В. П., Мігаль В. Д. Технічна кібернетика транспорту: навч. посібник. Х.: ХНАДУ, 2007. 308 с.
36. Lotfi A Zadeh and Rafik A Aliev. Fuzzy Logic Theory and Applications. World Scientific Book, 2018. <https://doi.org/10.1142/10936>.
37. Кашканов А. А. Методика багатокритеріального оцінювання якості розслідування та проведення автотехнічних експертиз дорожньо-транспортних пригод. Вісник Житомирського державного технологічного університету. Технічні науки. 2012. № 3(62). С.68-73.

#### References (transliterated)

1. Rotshtein A., Katielnikov D. & Kashkanov A. A fuzzy cognitive approach to ranking of factors affecting the reliability of man-machine systems. *Cybernetics and Systems Analysis*. Vol. 55, No. 6, November, 2019. P. 958-966. <https://doi.org/10.1007/s10559-019-00206-8>.
2. Zhdaniuk M.M., Cherednyk Yu.M., Makarov S.M., Motiakov Yu.M., Shvets S.A. Systemnyi pidkhd do rozrobky zahalnykh vymoh do zasobiv nazemnoho obsluhovuvannia polotiv. *Zbirnyk naukovykh prats Derzhavnoho naukovodoslidnoho instytutu vprovuban i sertyfikatsii ozbroiennia ta viiskovoi tekhniki*. Vypusk №4/10, 2021. S. 45-55.
3. Demydov B.A., Khmelevska A.A. Systemno-kontseptualna model upravlinnia zhyttievym tsyklom zrazka ozbroiennia i viiskovoi tekhniki. *Systemy ozbroiennia i viiskova tekhnika*. Vyp. №2, 2005. S. 47-53.
4. Plan dii shchodo vprovadzhennia oboronnoi reformy u 2016–2020 rokakh (dorozhnia karta oboronnoi reformy) [Elektronnyi resurs]. URL: [http://www.mil.gov.ua/content/tenders/Plan\\_2208.pdf](http://www.mil.gov.ua/content/tenders/Plan_2208.pdf).
5. Drozdov S. Novitni tekhnologii dlia zakhystu povitrianoho prostoru. Tezy dopovidei XVI Mizhnarodnoi naukovo konferentsii Kharkivskoho natsionalnoho universytetu Povitrianykh Syl imeni Ivana Kozheduba, 15–16 kvitnia 2020 roku. Kh.: KhNUPS, 2020. S. 5-6.
6. Skvorchevskiy A.E. CALS-kontseptsiiia lohystichnoi pidtrymky zhyttievoho tsyклу ozbroiennia ta viiskovoi tekhniki: natsionalni aspekty vprovadzhennia. Suchasni informatsiini tekhnologii u sferi bezpeky ta oborony. Vyp. № 1(34), 2019. S. 45-52.
7. Pro skhvalennia Stratehii rozvytku oboronno-promyslovoho kompleksu Ukrainy na period do 2028 roku: rozporiadzhennia Kabinetu Ministriv Ukrainy vid 20 chervnia 2018 r. № 442-r. URL: <https://zakon.rada.gov.ua>.
8. Pro zatverdzhennia Instruksii z vyznachennia richnykh norm vytrat motivesursiv zasobiv aerodromno-tekhnichnoho obsluhovuvannia litalnykh aparativ Zbroinykh Syl Ukrainy. Nakaz Nachalnyka HSh – Holovnokomanduvacha Zbroinykh Syl Ukrainy vid 19.08.2013 r. № 179.
9. Zvit z NDR (zakliuchnyi). Spetsialna tema. Shyfr "Rukhomist-M3" MOU, KhNUPS. Kh., derzh. reiestr. № 0101U002285, Inv. № 4179/2 ta №4180/2, 2017. 411 s.
10. Metodychni rekomendatsii shchodo vstanovlennia ta vyznachennia norm napratsiuвання (stroktiv sluzhby) do remontu avtomobilnoi tekhniki ta avtomobilnoho maina. K.: Ozbroiennia ZS Ukrainy, 2017. 30 s.
11. Pro zatverdzhennia Instruksii z perevirky ta otsinky stanu ozbroiennia ta viiskovoi tekhniki u Zbroinykh Sylakh Ukrainy. Nakaz MO Ukrainy vid 19.11.2009 r. № 581.
12. Krasnokutskiy V.M., Kaviuk V.V., Vakhniuk S.A. Analiz shliakhiv pidvyshchennia tekhnichnykh pokaznykiv enerhetychnoho sylovoho ahrehatu bloku pryvodu konturu obladnannia aerodromnoho bahatotsilovoho kondytsionera AMK-24/56-131. *Zbirnyk tez dopovidei KhII Mizhnarodnoi naukovopraktychnoi konferentsii "Aktualni pytannia zabezpechennia sluzhbovo-boiovoi diialnosti viiskovykh formuvan ta pravookhoronnykh orhaniv"*, 27 zhovtnia 2023 roku. Kh.: NA NHU, 2023. S. 171-174.
13. *Automotive Handbook*. 11th Ed. Karlsruhe: Robert Bosch GmbH, 2022. 2048 p.
14. Sakhno V. P., Poliakov V. M., Murovani I. S., Sharai S. M. Do vyboru typu avtomobilia-tiahacha dlia avtopoizda velykoi vantazhopydymnosti. *Visnyk mashynobuduvannia ta transportu*. №10(2), 2019. S. 120-125. <https://doi.org/10.31649/2413-4503-2019-10-2-120-125>.
15. Cakhno V.P., Yashchenko D.M., Dykykh O.V., Stelmashchuk V.V., Onyshchuk V.P. Do vyboru typu dvyhuna pry modernizatsii BTR-70. *Suchasni tekhnologii v mashynobuduvanni ta transporti*. №2(15), 2020. S. 134-146. <https://doi.org/10.36910/automash.v2i15.401>.
16. Hnatiienko H. M., Snytiuk V. Ye. Ekspertni tekhnologii pryiniattia rishen: monohrafiia. K.: TOV «Maklaut», 2008. 444 s.
17. Hoffmann A. G. *Paradigms of Artificial Intelligence: a methodological and computational analysis*. Singapore: Springer-Verlag, 1998. 234 p.
18. Shapoval M. I. *Menedzhment yakosti: pidruchnyk*. K. : Znannia, 2003. 475 s.

19. Zahalne upravlinnia yakistiu: pidruchnyk / O. V. Nanka, R. V. Antoshchenkov, V. M. Kis, I. O. Lystopad, N. I. Moisieieva, I. V. Halych, A. O. Nykyforov. Kharkiv: KhNTUSH, 2019 r. 205 s.
20. Unifikovani hazozariadni stantsii UHZS.M dlia zariadky bortovykh system litalnykh aparativ kysnem, azotom abo povitriam na shasi avtomobilia KrAZ. URL: <https://melcom.all.biz/uk/unyfyrovane-gazozaryadne-stancyi-ugzsm-dlya-g321833>.
21. Spetsialna tema (shyfr «Modul-V»): Zvit pro NDR (zakliuchnyi) / KhU PS; № DR 0101U001263; Inv. № 3140/2. Kh.: KhU PS, 2012. 190 s. DSK.
22. Spetsialna tema (shyfr «Manevrenist»): Zvit pro NDR / KhU PS; № 0101U001739; Inv. № 8608/2. – Kh.: KhU PS, 2015. – 194 s. – DSK.
23. NATO CALS Handbook. CiteSeerX. March 1, 2000. CiteSeerX 10.1.1.194.9777.
24. Kharchenko O.V., Pashchenko S.V. Kontseptualni zasady podalshoho rozvytku aviatsii Zbroinykh Syl Ukrainy. Zbirnyk nauk. prats Derzhavnogo naukovu-doslidnogo instytutu aviatsii. K.: DNDIA, 2020. № 16(23). S. 6-11.
25. Pro skhvalennia Osnovnykh napriamiv rozvytku ozbroiennia ta viiskovoi tekhniky na dovhostrokovi period. Rozporiadzhennia KMU vid 14.06.2017 r. № 398r. URL: <http://zakon3.rada.gov.ua/laws/show/398-2017-%D1%80>.
26. Tekhniko-ekonomichne obgruntuvannia neobkhidnosti derzhavnoi pidtrymky u vykonanni innovatsiino-investytsiinoho proektu «Rozroblennia ta vprovadzhennia u vyrobnytstvo malolitrazhnoho avtomobilnoho dyzela potuzhnistiu 100-175 k.s. podviinoho pryznachennia (Slobozhanskyi dyzel)»: monohrafiia; za red. F.I. Abramchuka, O.V. Hrytsiuka ta I.A. Dmytriieva. Kharkiv: KhNA-DU, 2012. 164 s.
27. Zasoby transportuvannia ozbroiennia i viiskovoi tekhniky. Konstruktsiia. Dvyhuny vnutrishnoho zghoriannia: pidruchnyk dlia slukhach., kursantiv ta stud. vyshch. navch. zakl. / Rakovskyi Kh.V., Rohozin I.V., Rakovska N.Kh., Klets D.M., Yukhno V.A. Kharkiv: KhNUPS, 2018. 372 s.
28. Avtomobilni dvyhuny: Navchalnyi posibnyk / Zinko R.V., Buchkivskyi B.R., Zirkevych V.M., Andriienko A.M. Lviv: ASV, 2011. 189 s.
29. Eksploatatsiia avtomobiliv ta zasobiv ATZ polotiv. O.M. Leonenko, V.V. Kaviuk, O.A. Busylko: navch. posib. Kharkiv: KhUPS, 2015. 304 s.
30. Suchasne ozbroiennia i viiskova tekhnika Zbroinykh syl Rosiiskoi Federatsii. Dovidnyk uchashnyka OOS / [S.P. Korniiichuk, O.V. Turinskyi, H.V. Pievtsov, ta in.]; za zah. red. S.P. Korniiichuka. Kharkiv: DISA PLIuS, 2020. 1220 s.
31. Torhivelnyi dim Avtodvir. Pereobladnannia avtomobiliv ZIL, HAZ i KAMAZ dvyhunamy MMZ ta YaMZ Ukraina. URL: [http://avtodvor.com.ua/refit\\_KAMAZ.php](http://avtodvor.com.ua/refit_KAMAZ.php).
32. Lider-Ahro. Pereobladnannia ZIL HAZ PAZ na dyzel D245, D240, MTZ, OM366, MAN. URL: <https://lider-agro.com.ua/ua/pereoborudovanie-zil-gaz-paz-na-dizel-d245-d240-mtz-om366-man>.
33. VGAPtruck. Pereobladnannia ZIL, HAZ, PAZ, MAZ na dyzel Mercedes, MAN. URL: <https://vgap.com.ua/>.
34. Aleksiiev V. O. Upravlinnia rozvytkom transportnykh system. Kharkiv : KhNADU, 2008. 268 s.
35. Volkov V. P., Mihal V. D. Tekhnichna kibernetika transporta: navch. posibnyk. Kh.: KhNADU, 2007. 308 s.
36. Lotfi A Zadeh and Rafik A Aliev. Fuzzy Logic Theory and Applications. World Scientific Book, 2018. <https://doi.org/10.1142/10936>.
37. Kashkanov A. A. Metodyka bahatokryterialnogo otsiniuvannia yakosti rozsliduvannia ta provedennia avtotekhnichnykh ekspertyz dorozhno-transportnykh pryhod. Visnyk Zhytomyrskoho derzhavnogo tekhnolohichnoho universytetu. Tekhnichni nauky. 2012. № 3(62). S.68-73.

Надійшла (received) 27.11.2023

*Відомості про авторів /About the Authors*

**Кашканов Андрій Альбертович (Kashkanov Andrii)** – доктор технічних наук, професор, Вінницький національний технічний університет, професор кафедри автомобілів та транспортного менеджменту, м. Вінниця, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3294-6135>; e-mail: [a.kashkanov@gmail.com](mailto:a.kashkanov@gmail.com).

**Краснокутський Володимир Миколайович (Krasnokutskyi Volodymyr)** – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри автомобіле- та тракторобудування, м. Харків, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9484-4113>; e-mail: [hvukvn62@gmail.com](mailto:hvukvn62@gmail.com).

**Кав'юк Вадим Володимирович (Kaviuk Vadym)** – Харківський національний університет Повітряних Сил ім. І. Кожедуба, начальник кафедри аеродромно-технічного забезпечення авіації, м. Харків, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0367-8314>; e-mail: [super-kvv1971@ukr.net](mailto:super-kvv1971@ukr.net).

**Матющенко Сергій Яковлевич (Matyushchenko Serhii)** – Військово-юридичний інститут Національного юридичного університету імені Ярослава Мудрого, старший викладач кафедри загальновійськових дисциплін, м. Харків, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0009-0008-5486-568x>, e-mail: [sermatiu66@gmail.com](mailto:sermatiu66@gmail.com)

***A. I. КОРОБКО, I. B. СЕМЕНОВ***

## **ПОВНОПРИВІДНІ ВАНТАЖНІ АВТОМОБІЛІ: ПРОБЛЕМИ ТА РІШЕННЯ**

В статті обґрунтована актуальність для України забезпечення функціональної стабільності повнопривідних вантажних автомобілів. Сформульовані методичні основи рішення нових проблем їх використання при змінних параметрах стану та умов роботи. В Україні, як загалом і у світі, стала очевидною тенденція переходу і зростання питомої частки у загальному автопарку повнопривідних вантажних автомобілів для комунальної, будівельної, військової та інших сфер. Дані автомобілі експлуатуються в основному на ґрунтових дорогах у важких кліматичних умовах за відсутності стаціонарних баз технічного обслуговування і ремонту. Для цих автомобілів необхідно виконання теоретичних досліджень та практичних рекомендацій у напрямку забезпечення їх функціональної стабільності. Нові проблеми повнопривідних вантажних автомобілів, що необхідно вирішити: розроблення алгоритму функціональної стабільності; підвищення стійкості, керованості і маневреності; динамічна стабілізація, що базується на аналізі прискорення їх руху; обґрунтування методу оцінювання роботоздатності за змінних параметрів стану; розроблення методології оцінки функціональної точності.

**Ключові слова:** автомобіль повнопривідний, функціональна стабільність, стійкість руху, керованість, динамічна стабільність, роботоздатність, функціональна стійкість.

***A. KOROBKO, I. SEMENOV***

## **ALL-WHEEL TRUCKS: PROBLEMS AND SOLUTIONS**

The article substantiates the relevance for Ukraine of ensuring the functional stability of all-wheel drive trucks. Formulated methodical bases for solving new problems of their use with variable state parameters and working conditions. In Ukraine, as in the world in general, the trend of transition and growth of the specific share in the total fleet of all-wheel drive trucks for utility, construction, military and other spheres has become obvious. These cars are operated mainly on dirt roads in difficult climatic conditions in the absence of stationary maintenance and repair facilities. For these cars, it is necessary to carry out theoretical studies and practical recommendations in the direction of ensuring their functional stability. New problems of all-wheel drive trucks that need to be solved: development of the functional stability algorithm; increasing stability, controllability and maneuverability; dynamic stabilization based on the analysis of the acceleration of their movement; substantiation of the method of assessing working capacity based on variable state parameters; development of a methodology for assessing functional accuracy.

**Key words:** four-wheel drive car, functional stability, stability of movement, controllability, dynamic stability, workability, functional stability.

### **Вступ.**

Для розвитку різних галузей економіки держави особливе значення має доставка великовагових та неподільних великогабаритних вантажів до місця призначення [1, 2, 3]. В Україні, як в загалом і у світі, стала очевидною тенденція переходу і зростання питомої частки у загальному автопарку спеціалізованих та технологічних машин для комунальної, будівельної, військової та інших сфер на спроектованих для цих цілей шасі вантажних автомобілів загального призначення. Реальним прикладами є розробка та освоєння виробництва спеціальних шасі КрАЗ Н27.3ЕХ (КрАЗ 7634 НЕ) та корпорації «Богдан-Моторс» – ERCV 27 (на замовлення датської фірми ~~Век~~ *Vekelektromotiv*). Одну із багаточисленних груп автомобілів в Україні складають повнопривідні вантажні автомобілі (ПВА) з усіма ведучими колесами.

### **Аналіз останніх досягнень та публікацій.**

Повнопривідні вантажні автомобілі експлуатуються, в основному, на ґрунтових дорогах і у важких кліматичних умовах, за відсутності стаціонарних баз технічного обслуговування та ремонту. Звідси випливають такі специфічні вимоги, що пред'являються до їх конструкції, як високі тягово-зчіпні властивості, прохідність, (з причепами та напівпричепами), пристосованість до автономного використання, швидка готовність до руху тощо. У світовій номінації вантажних повнопривідних автомобілів визначення «НАЙ» (найкрасивіший, найпотужніший, найелегантніший, найневибагливіший у експлуатації) королем бездоріжжя

визнано автомобіль КраЗ-6446-011-03 (Україна) (потужність двигуна 400 к.с.; маса вантажу, що перевозиться – до 65 т) [1].

Особливу роль у перевезенні великогабаритних і великовагових вантажів дорогами загального користування і бездоріжжям відводиться автопоїздам, що поєднують декілька його ланок. Підвищення тягово-динамічних властивостей автопоїздів досягається забезпеченням більшої сумарної «тяги» за рахунок більшого числа ведучих коліс, які є основою активного автопоїзда. Такі автопоїзди успішно експлуатуються у важких дорожніх умовах під час транспортування вантажів, і, коли це можливо, реалізуються за рахунок звичайних повнопривідних автомобілів.

Продуктивність автопоїздів визначається середньою швидкістю їх руху і вантажопідйомністю. Можливості підвищення середніх швидкостей руху автопоїздів обмежені [4], тому найбільш перспективним напрямком підвищення продуктивності є збільшення вантажопідйомності, що може бути досягнуто, в основному, за рахунок збільшення числа ланок автопоїзда. Переваги багатоланкових автопоїздів у порівнянні із дволанковими автопоїздами і одиночними автомобілями очевидні. Однак, їм властиві і об'єктивні недоліки, ряд яких визначається помилками на стадії проектування і розробки автопоїзда під час вибору технічних параметрів, конструктивних рішень для кожної із ланок тощо.

#### Мета та постановка задачі дослідження.

Метою даної роботи є підвищення функціональної стабільності ПВА, за рахунок систематизації проблем, що виникають у сфері їх експлуатації.

Для досягнення поставленої мети необхідно узагальнити результати досліджень і публікацій щодо використання ПВА, на їх основі зробити висновки про перспективність підвищення їх функціональної стабільності.

#### Основний матеріал та результати дослідження.

Рішення нових проблем теорії і практики ПВА спрямовано на підвищення їх функціональної стабільності за змінних параметрів стану і умов роботи.

**Проблема розробки алгоритму функціональної стабільності ПВА** за аналогією із суміжними галузями науки і техніки можна оцінити за їх функціональною стійкістю, яка характеризує відхилення основних функцій від координат за збуреного і незбуреного руху [3, 4]:

$$\forall \Theta > 0 \rightarrow \delta \rightarrow 0, \rho(f(Z_o), f(Z'_o)) \leq \delta \rightarrow \\ \rightarrow \rho[f(Z(t, Z_o)), f(Z(t, Z'_o))] < \Theta, \forall t \in [0, \infty]$$

де  $Z_o=Z(0)$  – початкові умови – координати фазового простору  $Z_o$  за незбуреного руху;  $Z'_o=Z'(0)$  – координати фазового простору за збуреного руху;  $\rho$  – метрика простору  $Z$ ;  $\Theta$  – задані числа, які характеризують відхилення збуреного руху від незбуреного;  $f(Z)$  – функція від координати руху системи, що характеризує загальні вимоги, що висувуються до системи.

За даним алгоритмом функціональна стабільність мобільної машини розглядається як багатомірна система в змінних параметрах стану (рис. 1) [5].

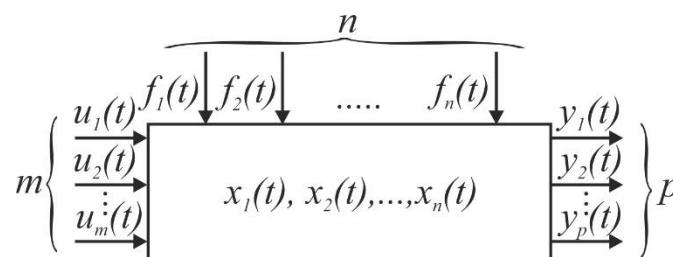


Рис. 1 – Подання ПВА як багатомірної системи в змінних стану

У будь-який момент часу  $t$  стан системи, що має  $m$  входів та  $p$  виходів (багатомірна система) за збурень  $n$ , що характеризується змінними стану  $x_1(t), x_2(t), \dots, x_n(t)$ , є функцією початкового стану  $u_1(t), u_2(t), \dots, u_m(t)$  за збурень  $f_1(t), f_2(t), \dots, f_n(t)$ . Вихідні параметри  $p$  приймаються за функціональні, за якими оцінюються функціональні властивості даної системи. Основи даної методології були оцінені на тракторах під час виконання ними транспортних робіт, що дозволило сформулювати найбільш значущі функціональні параметри транспортних агрегатів [6]. До даних параметрів віднесені стійкість, керованість і маневреність транспортних агрегатів.

**Проблема стійкості, керованості і маневреності ПВА** – важливіші функціональні властивості і складові активної безпеки його руху [3, 7, 8, 9]. На багатьох ПВА використовують механічні ступінчасті трансмісії, що складаються із механічних агрегатів, стабільність руху яких забезпечується за рахунок зміни крутних моментів на колесах шляхом їх пригальмовування. Недоліком такого методу є, по-перше, необхідність гальмівного приводу для кожного колеса, що призводить до підвищення складності його конструкції і зниження надійності, і, по-друге, суттєва інтенсифікація роботи гальмівної системи обумовлює підвищення зносу і перегрівання колісних гальмівних механізмів, що призводить до нестабільності стійкості руху ПВА.

Для багатоланкових ПВА (автопоїздів) маневреність руху кожної ланки, як твердого тіла, розглядається у горизонтальній площині на рівній недеформованій опорній поверхні і складається із поступального руху центру мас і обертального руху навколо центру мас. При цьому, поточні значення прискорення ланок ПВА, що визначають його стійкість руху, розраховуються за значеннями сил і моментів, що діють на ведучу ланку автопоїзда, доповнюються силами і моментами, що діють від вузла зчленування. Даний метод не має достатньої достовірності через неможливість точної оцінки діючих сил у вузлі зчленування автопоїзду.

Під час маневрування ПВА маневр може бути простим або складним. Простий маневр здійснюється за одного або декількох одночасних (паралельних) керуючих впливів. Складний маневр являє собою сукупність послідовних сталих і несталих режимів руху, що реалізуються за сукупності декількох послідовних керуючих впливів. Простий маневр – розгін, гальмування і рух замкнутою круговою траєкторією з постійною кутовою швидкістю. Складний маневр – поворот на заданий кут, маневрування в умовах обмеженого простору, перехід з режиму руху вперед до режиму руху назад тощо. За складного маневру відбувається багатократна послідовна зміна вектору швидкості автомобіля, що характеризується зміною прискорення його руху.

Згідно дослідження з оцінки маневреності ПВА [7] одиночне синусоїдальне вхідне поперечне прискорення описується наступним чином: мінімальне поперечне прискорення  $0,15g$  повинно бути досягнуто на передній осі буксирного пристрою. Потрібний сигнал рульового керування повинен мати період  $0,4$  Гц, який можна перетворити в  $2,5$  секунди. Поздовжня швидкість автопоїзда на базі ПВА повинна складати  $88$  км/год.; при зміні смуги руху на одну смугу допускається бокове зміщення  $1,464$  м на поздовжній відстані  $61$  м.

Дана методика оцінки маневреності ПВА ідентифікована Міжнародною організацією з стандартизації (ISO) і може бути покладена в основу випробування модернізованих і нових ПВА.

**Проблема динамічної стабілізації ПВА** вирішується на основі аналізу прискорення його руху. ПВА, що рухається зі швидкістю  $v$ , є автономною динамічною системою, основні зовнішні впливи на яку призводять до зміни сил опору руху і прискорення його руху, що оцінюються за залежністю [10]:

$$\frac{dv_{\text{ПВА}}}{dt} = \frac{P_T - \sum P_c}{m_{\text{ПВА}}}, \quad (1)$$

де  $P_T$  – рушійна сила на тягових колеса ПВА, Н;  $\sum P_c$  – сума всіх сил опору руху ПВА, Н;  $m_{\text{ПВА}}$  – маса ПВА приведена до частин, що рухаються поступально.

Прискорення  $\dot{v}_{\text{ПВА}}$  є парціальним (від старо-латинської *partialis* – частковий), це таке прискорення, яке мав би ПВА під дією однієї сили, що прикладена в цей час до нього за відсутності всіх інших сил. Загальне прискорення ПВА дорівнює сумі прискорень, які він отримує від дії всіх сил, що виводять його з одного стану рівноваги до іншого. Прискорення, яке отримує ПВА від дії сил, означає початок перехідного процесу і є показником його динамічних властивостей.

У залежності (1) із достатнім наближенням можна прийняти постійною приведену масу ПВА ( $m_{\text{ПВА}} = \text{const}$ ). Сили опору руху ПВА залежать від факторів, багато з яких є величинами змінними, наприклад, стан ґрунту і рельєф місцевості, швидкісний режим тощо. У відповідності до зміни сил опору змінюється і рушійна сила ПВА. Це призводить до того, що  $\frac{dv_{\text{ПВА}}}{dt}$  (прискорення) ПВА постійно змінюється як за величиною, так і за знаком.

У класичній механіці згідно рівняння (1) оцінюється несталий рух системи, тобто  $\frac{dv_{\text{ПВА}}}{dt} \neq 0$ , за  $P_T \neq \sum P_c$ . Запропонованим методом вирішується обернена задача динаміки: за відомого  $\frac{dv_{\text{ПВА}}}{dt}$  оцінюються  $P_T$  і  $\sum P_c$ . За даним твердженням запропоновано оцінювати тягове зусилля на ведучих колеса  $P_T$  і на гаку  $P_{\text{зк}}$  ПВА у складі автопоїзда за залежностями [11]:

$$P_T = (m_{\text{ПВА}} + m_{\text{тн}}) [\dot{v}_{\text{ПВА}}(v) - \dot{v}_{\text{ПВА}}^g(v)], \quad (2)$$

$$P_{\text{зк}} = m_{\text{ПВА}} \left[ \dot{v}_{\text{ПВАf}}(v) - \left( 1 + \frac{m_{\text{ПВА}}}{m_{\text{тн}}} \right) \dot{v}_{\text{ПВА}}^b(v) \right], \quad (3)$$

де  $m_{\text{ПВА}}$ ,  $m_{\text{тн}}$  – маса ПВА і причепів із вантажем, відповідно;  $\dot{v}_{\text{ПВА}}(v)$ ,  $\dot{v}_{\text{ПВА}}^b$  – лінійні прискорення ПВА під час розгону і вибігу (вимкнена муфта зчеплення, нейтральна передача трансмісії);  $\dot{v}_{\text{ПВАf}}$  – прискорення ПВА під час дії тільки сили опору коченню на колесах.

За зниження  $\dot{v}_{\text{ПВА}}(v)$ ,  $\dot{v}_{\text{ПВАf}}$ ,  $\dot{v}_{\text{ПВА}}^b$  підвищується динамічна стабілізація ПВА за тяговими зусиллями  $P_T$  і  $P_{\text{зк}}$ , що порушується під час керуючих впливів [11]. В указаній роботі запропоновано у якості критерію керованості використовувати величину прискорення (лінійного або кутового) автомобіля, що виникає під час керуючих впливів. Пропонується оцінювати за допомогою вказаного критерію динамічні властивості автомобіля не лише на повороті, а, також, і під час розгону, гальмування і руху заднім ходом. Таким чином, керованість – це здатність автомобіля адекватно реагувати на керуючий вплив. У цьому проявляються динамічні властивості автомобіля, що базуються на аналізі прискорень його руху, що можуть вимірюватись за допомогою вимірально-реєстраційного комплексу (рис. 2) [12].

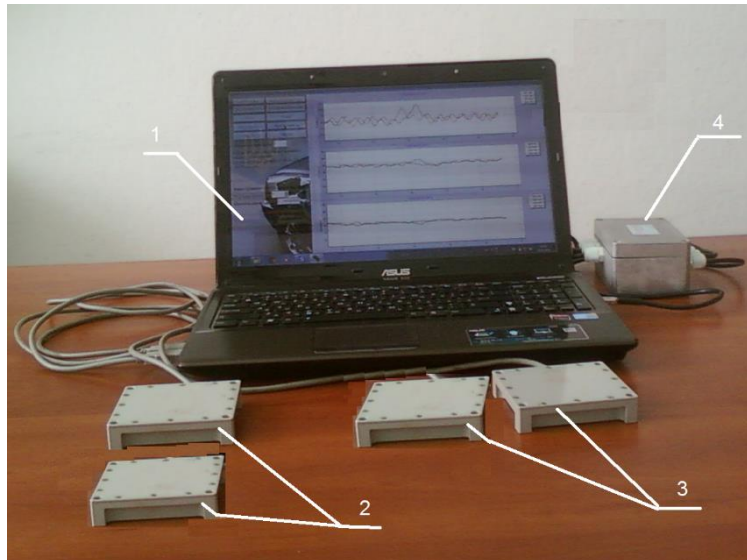


Рис. 2 – Вимірювальна реєстраційний комплекс для контролю прискорень ПВА:  
1 – ноутбук з програмним забезпеченням; 2, 3 – давачі прискорень;  
4 – перетворювач для тензоланки

Даний комплекс розроблений у ХНАДУ за співпраці із ХНТУСГ ім. П. Василенка і Харківською філією УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого.

**Проблема обґрунтування методу оцінювання роботоздатності ПВА** за змінних параметрів стану, до яких віднесені його функціональні властивості: стійкість  $v(t)$ , керованість  $y(t)$ , маневреність  $z(t)$ . ПВА буде роботоздатним, тобто виконуватиме задані функції якщо його технічний стан забезпечує зміну координат  $v(t)$ ,  $y(t)$  і  $z(t)$  у межах, обумовлених нормативно-технічною документацією [14]. При цьому роботоздатні всі системи, які до нього входять. Якщо нероботоздатна хоча б одна із систем – ПВА нероботоздатний. При зміні технічного стану ПВА координати  $V$ ,  $y$  і  $z$  наближаються до деяких граничних значень, за яких ПВА буде нероботоздатним, тобто вектор  $\vec{x} = (v_1, \dots, v_n; y_1, \dots, y_n; z_1, \dots, z_n)$  буде характеризувати роботоздатність ПВА. При дослідженні за  $v(t)$  – одновимірною системою, роботоздатність може бути оцінена функцією  $\vec{x} = f(v_1, \dots, v_n)$ .

Вектору  $\vec{x}_v$  відповідає число  $R(\vec{x}_v)$ , за якого  $R(\vec{x}_v) > 0$  і зростає до  $\infty$  за  $\vec{x}_v \rightarrow \vec{V} = (V_1, \dots, V_n)$ , де  $\vec{V}$  – критичний вектор і  $R(\vec{x}_v) \rightarrow \infty$  за  $v_i \rightarrow V_i$ .

В якості  $R(\vec{x}_v)$  обираємо функцію виду  $R(\vec{x}) = N_i(\vec{x}_v) / [z(\vec{x}_v)]^\alpha$ , де  $\alpha > 0$  – довільне число,  $z(\vec{x}_v) = \prod_{i=1}^B |v_i - V_i|^{q_i}$ ,  $N_i(\vec{x}_v) = \sum_{i=1}^n \alpha_i |v_i - V_i|$ ,  $\alpha_i > 0$  – вагові коефіцієнти,  $q_i > 0$  – довільне число.

За  $q_i = 1/n - 1$  та  $\alpha \geq 0$  можна записати:

$$R(\vec{x}_v) = \sum_{i=1}^n \alpha_i |v_i - V_i| / \prod_{i=1}^B (|v_i - V_i|)^{\alpha/n-1}. \quad (4)$$

Даний вираз характеризується тим, що  $R(\vec{x}_v)$  прямуватиме до  $\infty$  зі швидкістю  $1/\varepsilon^{1/n-1}$ . У цьому випадку роботоздатність ПВА за координатою  $v$  оцінюється виразом

$$H(\vec{x}_v) = 1 / R(\vec{x}_v). \quad (5)$$

Вираз (5) характеризує стан ПВА, коли хоча б один параметр  $v_i$  досягає  $V_i$ . У цьому випадку,  $H(\bar{x}_v)$  змінився від  $H_{max}$  до 0 (за  $v_i=V_i$ ), що буде характеризувати ступінь роботоздатності ПВА. Аналогічно оцінюється роботоздатність ПВА за іншими координатами  $y(t)$  і  $z(t)$ .

При розв'язанні практичних задач з підвищення роботоздатності ПВА за динамічною стабільністю важливе значення має забезпечення незмінності показників якості перехідного процесу. В цьому випадку критерій роботоздатності записується у вигляді:

$$I = LF[\beta(t, h)]; t \in [t_o, t_s], \quad (6)$$

де  $L$  – лінійний оператор;  $F$  – позитивно визначена функція;  $\beta$  – вектор параметрів стану, що визначається як різниця між дійсним ( $S$ ) та номінальним ( $S_n$ ) векторами стану;  $h=(h_1, h_2, \dots, h_m)$  –  $m$ -мірний вектор параметра, що регулюється при технічному обслуговуванні ПВА.

При відхиленні параметру стану  $\beta$  реального ПВА з перехідною характеристикою  $y_\beta=y(t, \beta)$  оцінюється технічний стан його елементів і систем в цілому за квадратичним інтегральним відхиленням  $y_n=y(t, \beta)$  від  $y_e=y(t, 0)$ . Якщо параметр стану  $\beta$  реального ПВА відхиляється від номінального значення  $\beta \neq 0$ , то його технічний стан зміниться оберненопропорційно інтегральному відхиленню реальної перехідної характеристики  $y_\beta=y(t, \beta)$  від еталонної  $y_e=y(t, 0)$  (рис. 3, а).

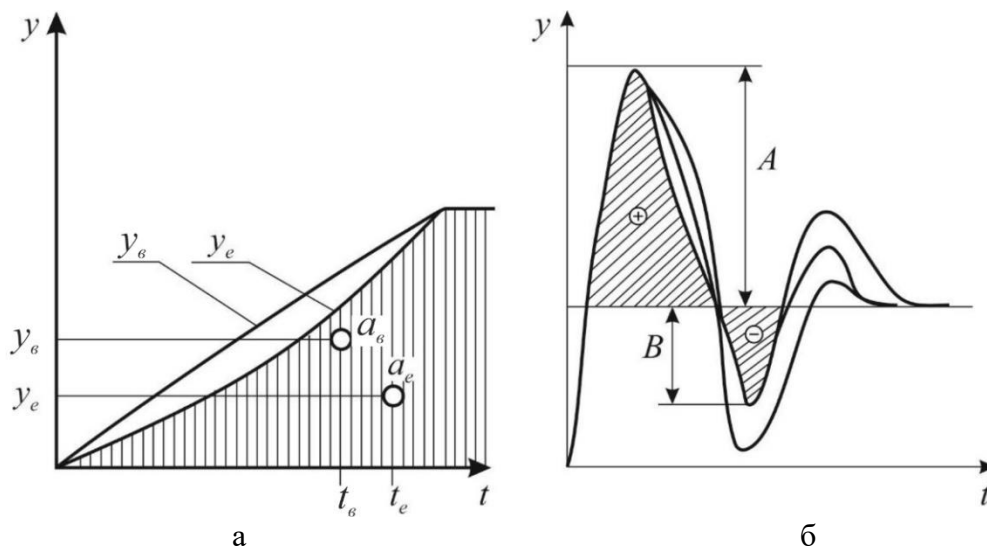


Рис. 3 – Інтегральні оцінки перехідних процесів  $y_\beta=y(t, \beta)$  та  $y_e=y(t, 0)$ :

а – монотонного; б – коливального

Даний висновок покладено в основу запропонованого динамічного методу оцінки роботоздатності ПВА, що базується на доведених твердженнях для монотонних і коливальних перехідних процесів.

Для монотонних процесів  $y_\beta = y(t, \beta)$  та  $y_e = y(t, 0)$  відхилення параметру стану  $\beta$ , що характеризує технічний стан ПВА, визначається величиною та напрямком відхилення центру тяжіння площі  $I_\beta = \int_0^\infty y_\beta(t) dt$  та площі  $I_e = \int_0^\infty y_e(t) dt$ . Для коливальних процесів  $y_\beta = y(t, \beta)$  та  $y_e = y(t, 0)$  відхилення параметру стану  $\beta$  прямує до нуля  $\beta \rightarrow 0$  за:

$$\{j_1\}_{k_1=0,5} = \frac{\{I_1\}_{k_1=0,5}}{I_0} = 0,4; \quad \{j_2\}_{k_1=0,5} = \frac{\{I_2\}_{k_2=0,5}}{I_0} = \infty,$$

де  $I_0 = \int_0^\infty y_e(t) dt$ ;  $I_1 = \int_0^\infty \exp\left\{-\frac{t}{k_1 I_0}\right\} y(t) dt$ ;  $I_2 = \int_0^\infty \exp\left\{-\frac{t}{k_2 I_0}\right\} y(t) dt$ ;  $k_1, k_2$  – додатні коефіцієнти.



Визначимо параметри коливального перехідного процесу  $y_e = y(t, \beta)$  руху ПВА, за якого даний процес буде ідентичний еталонному  $y_e = y(t, 0)$ , тобто  $\beta = 0$ . Наприклад, для ПВА з адаптивно-передаточною функцією  $W(p) = K/p^3 + Ap^2 + Bp^2 + 1$ , якщо для  $y_e = y(t, \beta)$  параметри  $A=2,4$  та  $B=2,5$ , то перехідний процес  $y_e$  ідентичний еталонній моделі  $y_e$  (рис. 3, б). У подальшому, встановлюючи співвідношення між параметрами  $A, B$  та  $\beta$ , можна визначати за параметрами  $A, B$  відхилення параметра стану  $\beta$  від еталонної перехідної характеристики.

**Проблема розроблення методології оцінки функціональної точності ПВА**, що базується у відповідності ДСТУ 2860-94 [15] на забезпеченні здатності виконувати ним задані функції, зберігаючи свої експлуатаційні показники в заданих межах протягом терміну служби [16]. За аналогією оцінки функціональної точності трактора [10] методологія функціональної точності ПВА передбачає виконання ним заданих функцій, спрямованих на досягнення поставленої мети, що характеризується певними значеннями її параметрів (вихідний, первинний, вторинний). При цьому, вихідний параметр є результатом розв'язання функціонального завдання відповідно до цільового призначення ПВА в цілому (швидкість руху, стійкість, керованість, маневреність) або його складових елементів (двигун, системи керування, тощо).

Первинний параметр ПВА визначається за безпосереднього контролю, зміни складових елементів, а вторинний – є деякою функцією первинних параметрів. Наприклад, тягове зусилля ПВА залежить від потужності двигуна, швидкості руху, частоти обертання колінчастого валу, передавального числа трансмісії тощо.

Вихідний параметр ПВА  $x$ , зазвичай, є вторинним. Будь-яке значення вихідного параметру є результатом перетворення деяких первинних за відношенням до нього величин. Такими первинними величинами є характеристики вхідних сигналів  $S$  і параметрів  $q$  елементів (двигуна, трансмісії, тощо) ПВА. Відповідно до цього, модель ПВА обґрунтовується за функціональною залежністю  $x = \phi(S, q)$ . За номінальних значень параметрів  $S_n, q_n$ , що відповідають вимогам нормативно-технічної документації, дана модель має вид  $x_n = \phi(S_n, q_n)$ . Ступінь відмінності реальної моделі  $x$  від номінальної  $x_n$  оцінюється похибкою ПВА  $\Delta x = x - x_n$ , що характеризує його функціональну точність, тобто здатність ПВА виконувати задані функції з певним ступенем близькості до номінальної моделі.

За виходу значень похибки  $\Delta x$  функціонування ПВА за допустимі межі він втрачає працездатність, тобто здатність функціонувати з необхідним (заданим) ступенем точності.

Методологія оцінки функціональної точності ПВА передбачає обґрунтування логічної організації здатності виконувати задані функції з певним ступенем близькості до ідеальної моделі. При цьому, функціональна похибка ПВА за  $x, x_n$  поточних і номінальних значень функціональних параметрів оцінюється за залежністю:

$$\Delta x = x - x_n. \quad (7)$$

ПВА, як об'єкт контролю, буде працездатним, тобто придатним до подальшої експлуатації, у випадку, якщо результат вимірювання задовольняє умові:

$$c \leq y \leq d, \quad (8)$$

де  $c, d$  – межі поля допуску контрольованого параметру  $y = x_k + \Delta x_k$ ;  $x_k, \Delta x_k$  – дійсне значення контрольованого параметра і похибка його вимірювання.

ПВА під час контролю буде справним, якщо кожен з його функціональних параметрів ( $x$ ) знаходиться в області працездатності ( $a, b$ ):

$$a < x < b. \quad (9)$$

Щодо стану ПВА до проведення контролю можуть бути висловлені дві взаємовиключні гіпотези: ПВА справний ( $c$ ), якщо виконується умова (9); ПВА несправний ( $\bar{c}$ ) за невиконання умови (9). Сума ймовірностей даних подій  $P_c + P_{\bar{c}} = 1$ .

Заміна умов (9) правилом (8) за  $c, \bar{c}$  ПВА відповідно справний, несправний;  $c, \bar{c}$  – придатний, непридатний до подальшої експлуатації призводить до хибних рішень:

–  $y \in (c, d)$ ,  $x \notin (a, b)$  – не виявлена відмова ( $\bar{c}/c$ );

–  $y \notin (c, d)$ ,  $x \in (a, b)$  – помилкова відмова ( $c/\bar{c}$ ).

Вірні висновки робляться у наступних ситуаціях:

–  $y \in (c, d)$ ,  $x \in (a, b)$  – вірний висновок «ПВА придатний» ( $c/c$ );

–  $y \in (c, d)$ ,  $x \notin (a, b)$  – вірний висновок «ПВА непридатний» ( $\bar{c}/\bar{c}$ ).

Достовірність контролю функціональної точності і працездатності ПВА суттєво впливає на ефективність їх використання. Низька достовірність контролю, що характеризує ступінь об'єктивності оцінки реального стану ПВА може призвести до помилок I роду (пропуск відмов), II роду – до матеріальних витрат на заміну придатних до експлуатації елементів.

Таким чином, методологія оцінки функціональної точності ПВА базується на порівнянні помилок першого (пропущення відмов) і другого (помилкова відмова) роду. На підставі даного порівняння робиться висновок про придатність ПВА до подальшої експлуатації.

### Висновки.

В Україні, як загалом і у світі, стала очевидною тенденція переходу і зростання питомої частки у загальному автопарку повнопривідних вантажних автомобілів для комунальної, будівельної, військової та інших сфер. Дані автомобілі експлуатуються в основному на ґрунтових дорогах у важких кліматичних умовах за відсутності стаціонарних баз технічного обслуговування і ремонту. Для цих автомобілів необхідно виконання теоретичних досліджень та практичних рекомендацій у напрямку забезпечення їх функціональної стабільності.

Нові проблеми повнопривідних вантажних автомобілів, що необхідно вирішити: розроблення алгоритму функціональної стабільності; підвищення стійкості, керованості і маневреності; динамічна стабілізація, що базується на аналізі прискорення їх руху; обґрунтування методу оцінювання роботоzдатності за змінних параметрів стану; розроблення методології оцінки функціональної точності.

### Список літератури:

1. Автомобіль вантажний. Сучасні конструкції / А.Т. Лебедев, В.Д. Мигаль, І.О. Шевченко, М.Л. Шуляк; за ред. проф. А.Т. Лебедева. Харків: ТОВ «Планета-Прінт», 2021. 369 с.
2. Краснокутський В.М., Самородов В.Б., Селевич С.Г. Спеціалізований рухомий склад на автомобільному транспорті. Харків : Друкарня Мадрид, 2020. 240 с.
3. Зінько Р.В., Крайник Л.В., Горбай О.З., Основи конструктивного синтезу та динаміка спеціальних автомобілів і технологічних машин: монографія. Львів: Вид-во Львівської політехніки, 2019. 256 с.
4. Барабаш О.В., Кравченко Ю.В. Функціональна стійкість – властивість складних технічних систем. Зб. наук. прац. НАОУ. Бюл. № 40. К.: НАОУ, 2002. С. 225-229.
5. Александров Є.Є., Козлов Є.П., Кузнецов Б.І. Автоматичне керування рухомими об'єктами і технологічними процесами: Підручник у 3-х томах. Т.1. За ред. проф. Є.Є. Александрова. Харків: НТУ «ХП», 2022. 490 с.
6. Лебедев А.Т., Шуляк М.Л. Оцінка функціональної точності тракторів на транспортних роботах. Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. Харків: ХНТУСГ, 2017. Вип. 180. С. 206-212.
7. Islam, M. M., He, Y., Zhu, S. and Wang, Q. (2015). A comparative study of multi-trailer articulated heavy-vehicle models. Proc. Institution of Mechanical Engineers, Part D: J. Automobile Engineering 229,9, P. 1200-1228.
8. Кузьо І.В., Зінько Р.В., Аналіз напрямків дослідження зчпних пристроїв розчленованих транспортних засобів. Вісник СевНТУ. Серія «Машиноприладобудування та транспорт». 2021. Вип. 134. С. 238-241.
9. Karogal I., Ayalew B. Independent torque distribution strategies for vehicle stability control. SAE Technical Paper, 2009, no. 2009-01-0456. DOI: 10.4271/2009-01-0456 URL: <https://www.sae.org/publications/technical-papers/content/2009-01-0456/>.
10. Лебедев А.Т., Лебедев С.А., Коробко А.І. Кваліметрія та метрологічне забезпечення випробувань тракторів. Під ред. А.Т. Лебедева. Харків : Вид-во «Міськдрук», 2018. 394 с.
11. Подригало М.А., Коробко А.І., Клец Д.М., Мостова А.М. Удосконалення методу визначення сили опору руху автомобіля. Механіка та машинобудування. Науково-технічний журнал. 2011. № 1. С. 123-128.
12. Коробко А. І. Удосконалення методів та метрологічного забезпечення проведення динамічних випробувань автомобілів : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.01.02 «Стандартизація, сертифікація та метрологічне забезпечення». Харків, 2013. 20 с.

13. Артёмов М.П., Подригало М.А., Клец Д.М., Коробко А.И. Визначення необхідної кількості акселерометрів і місця їх установки при динамічних випробуваннях мобільних машин. *Механіка і машинобудування: Вісник НТУ «ХПІ»*, 2012. С. 127-135.
14. Лебедев А.Т., Артёмов М.П. Динамічний метод оцінки працездатності тракторного агрегату. *Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. Харків. Вип. 135. 2013. С. 129-140.*
15. ДСТУ 2860-94. Надійність техніки. Терміни та визначення. [Чинний від 1996-01-01]. Київ: Держстандарт України, 1994. 36 с. (Національний стандарт України).
16. Мигаль В.Д., Лебедев А.Т., Шуляк М.Л. Теорія технічної експлуатації автомобіля: підручник. Х.: ХНТУСГ; Майдан, 2019. 276 с.

#### References (transliterated):

1. Avtomobil vantazhnyi. Suchasni konstruktsii / A.T. Lebediev, V.D. Myhal, I.O. Shevchenko, M.L. Shuliak; za red. prof. A.T. Lebedieva. Kharkiv: TOV «Planeta-Print», 2021. 369 s.
2. Krasnokutskiy V.M., Samorodov V.B., Selevych S.H. Spetsializovani rukhomiyi sklad na avtomobilnomu transporti. Kharkiv : Drukarnia Madryd, 2020. 240 s.
3. Zinko R.V., Krainyk L.V., Horbai O.Z., Osnovy konstruktyvnoho syntezu ta dynamika spetsialnykh avtomobiliv i tekhnolohichnykh mashyn: monohrafiia. Lviv: Vyd-vo Lvivskoi politekhniki, 2019. 256 s.
4. Barabash O.V., Kravchenko Yu.V. Funktsionalna stiikist – vlastyvist skladnykh tekhnichnyi system. Zb. nauk. prats. NAOU. Biul. № 40. K.: NAOU, 2002. S. 225-229.
5. Aleksandrov Ye.Ie., Kozlov Ye.P., Kuznetsov B.I. Avtomatychne keruvannya rukhomymy ob'ektamy i tekhnolohichnymy protsesamy: Pidruchnyk u 3-kh tomakh. T.1. Za red. prof. Ye.Ie. Aleksandrova. Kharkiv: NTU «KhPI», 2022. 490 s.
6. Lebediev A.T., Shuliak M.L. Otsinka funktsionalnoi tochnosti traktoriv na transportnykh robotakh. Visnyk KhNTUSH im. P. Vasylenka. Kharkiv: KhNTUSH, 2017. Vyp. 180. S. 206-212.
7. Islam, M. M., He, Y., Zhu, S. and Wang, Q. (2015). A comparative study of multi-trailer articulated heavy-vehicle models. *Proc. Institution of Mechanical Engineers, Part D: J. Automobile Engineering* 229,9, R. 1200-1228.
8. Kuzo I.V., Zinko R.V., Analiz napriamkiv doslidzhennia zchipnykh prystroiv rozchlenovanykh transportnykh zasobiv. Visnyk SevNTU. Seriiia «Mashynopryladobuduvannia ta transport». 2021. Vyp. 134. S. 238-241.
9. Karogal I., Ayalew B. Independent torque distribution strategies for vehicle stability control. *SAE Technical Paper*, 2009, no. 2009-01-0456. DOI: 10.4271/2009-01-0456 URL: <https://www.sae.org/publications/technical-papers/content/2009-01-0456/>.
10. Lebediev A.T., Lebediev S.A., Korobko A.I. Kvalimetriia ta metrolohichne zabezpechennia vyprobuvan traktoriv. Pid red. A.T. Lebedieva. Kharkiv : Vyd-vo «Miskdruk», 2018. 394 s.
11. Podryhalo M.A., Korobko A.I., Klets D.M., Mostova A.M. Udoskonalennia metodu vyznachennia syly oporu rukhu avtomobilia. *Mekhanika ta mashynobuduvannia. Naukovo-tekhnichnyi zhurnal*. 2011. № 1. S. 123-128.
12. Korobko A. I. Udoskonalennia metodiv ta metrolohichnoho zabezpechennia provedennia dynamichnykh vyprobuvan avtomobiliv : avtoref. dys. na zdobuttia nauk. stupenia kand. tekhn. nauk : spets. 05.01.02 «Standartyzatsiia, sertyfikatsiia ta metrolohichne zabezpechennia». Kharkiv, 2013. 20 s.
13. Artomov M.P., Podryhalo M.A., Klets D.M., Korobko A.I. Vyznachennia neobkhidnoi kilkosti akselerometriv i mistsia yikh ustanovky pry dynamichnykh vyprovuvanniakh mobilnykh mashyn. *Mekhanika i mashynobuduvannia: Visnyk NTU «KhPI»*, 2012. S. 127-135.
14. Lebediev A.T., Artomov M.P. Dynamichniy metod otsinky pratsezdatsnosti traktornoho ahrehatu. *Mekhanizatsiia silskohospodarskoho vyrobnytstva: Visnyk KhNTUSH im. P. Vasylenka. Kharkiv. Vyp. 135. 2013. S. 129-140.*
15. DSTU 2860-94. Nadiinist tekhniki. Terminy ta vyznachennia. [Chynnyi vid 1996-01-01]. Kyiv: Derzhstandart Ukrainy, 1994. 36 s. (Natsionalnyi standart Ukrainy).
16. Myhal V.D., Lebediev A.T., Shuliak M.L. Teoriia tekhnichnoi ekspluatatsii avtomobilia: pidruchnyk. Kh.: KhNTUSH; Maidan, 2019. 276 s.
- 17.

*Надійшла (received) 10.12.2022 р.*

#### *Відомості про авторів / About the Authors*

**Коробко Андрій Іванович (Korobko Andrii)** – доктор технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри технології машинобудування та ремонту машин, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6618-7790>; e-mail: [ak82andrey@gmail.com](mailto:ak82andrey@gmail.com)

**Семенов Ілля (Semenov Illia)** – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, аспірант кафедри технології машинобудування та ремонту машин, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0007-2571-309X>; e-mail: [Illia.Semenov@outlook.com](mailto:Illia.Semenov@outlook.com)

*A. C. VENGER*

## МОДЕЛЮВАННЯ УПРАВЛІННЯ ДОРОЖНІМ РУХОМ МІСТА ТА ВИЯВЛЕННЯ КОНКУРЕНТНИХ МАРШРУТІВ ЗА ДОПОМОГОЮ ІНТЕЛЕКТУАЛЬНИХ ТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ

В статті наведено концептуальний підхід до моделювання управління дорожнім рухом міста та виявлення конкурентних маршрутів за допомогою інтелектуальних транспортних систем. Обґрунтовується ідея про те, що моделювання дорожнього руху в транспортних потоках, яке враховує поведінку кожного окремого транспортного засобу, забезпечує найбільш перевірені результати моделювання конкретних перехресть в режимі реального часу для УДР міста. Запропонована методика розробки алгоритму виявлення конкурентних маршрутів, згідно з яким користувачі вибирають оптимальний маршрут. Показано, що методика будується на статистичному взаємозв'язку між показниками маршрутів та допомагає найбільш точно розрахувати попит на впровадження і вдосконалення транспортної мережі з наступними змінами в її роботі. Розглянуто перерозподіл транспортних потоків для виявлення конкурентних маршрутів у транспортних коридорах та вплив значень випадкових величин на показники маршруту. Доведено, що для опису процесів, що відбуваються в транспортному коридорі, найважливіше значення має вірогідність опису розподілу інтервалів між транспортними засобами, що входять до мережі. Типовим розподілом, що застосовується для цих цілей, є експонентний розподіл. Зроблено висновок, що модель мікрорівня для розрахунку режимів руху ТЗ повинна відповідати тим вимогам, які необхідні для вирішення завдання моделювання УДР міста та виявлення конкурентних маршрутів за допомогою ІТС. Для цих умов характерні значні коливання режимів руху транспортних засобів, зупинки на регульованих перетинах і в заторах, зміна смуги та траєкторії руху, що значно впливає на алгоритм знаходження конкурентного маршруту в транспортному коридорі.

**Ключові слова:** моделювання, інтелектуальні транспортні системи, дорожній рух, безпека дорожнього руху, інформаційне середовище.

*A. VENGER*

## MODELING CITY TRAFFIC MANAGEMENT AND IDENTIFICATION OF COMPETITIVE ROUTES USING INTELLIGENT TRANSPORTATION SYSTEMS

This article presents a conceptual approach to modelling city traffic management and identifying competitive routes using intelligent transportation systems. It argues that modelling traffic in transport streams, considering the behaviour of each individual vehicle, yields the most reliable results for real-time modelling of specific intersections in city traffic management. The proposed methodology for developing an algorithm to detect competitive routes allows users to choose the optimum route. The method is based on the statistical relationship between route indicators and helps to accurately calculate the demand for the implementation and improvement of the transportation network with subsequent changes in its operation. Redistribution of traffic flows for the identification of competitive routes in transport corridors and the impact of random variable values on route indicators are discussed. It is proven that the probability of describing the distribution of intervals between vehicles entering the network is of utmost importance for describing processes in a transport corridor, with the exponential distribution being typically used for these purposes. The conclusion is made that the micro-level model for calculating vehicle movement modes should meet the requirements necessary for solving the task of modeling city traffic management and identifying competitive routes using ITS. Such conditions are characterized by significant fluctuations in vehicle movement modes, stops at regulated intersections and in traffic jams, lane and trajectory changes, which significantly affect the algorithm for finding a competitive route in the transport corridor.

**Key words:** modelling, intelligent transportation systems, traffic, road safety, information environment.

### **Вступ.**

Однією з головних завдань транспортної галузі є управління дорожнього руху (УДР) з метою безпеки дорожнього руху (БДР) за допомогою використання сучасних телекомунікаційних та інформаційних технологій, а також автоматизації у транспортній інфраструктурі [1–4, 7, 15, 20]. При цьому, через використання різних методів УДР, вирішується велике коло завдань БДР.

Слід додати, що безпека транспортних систем полягає як у створенні безпечного транспорту, так і у створенні сучасних систем УДР на засадах нових технологій. Найбільш

ефективним способом якісного вирішення цих завдань є залучення до УДР інтелектуальних транспортних систем (ІТС) [7, 13, 14, 23–26].

Аналіз закордонного досвіду розвитку ІТС та їх інтеграція в транспортний процес дозволяє зробити висновок про доцільність моделювання УДР за допомогою ІТС в транспортному процесі. З іншого боку, розглядаючи УДР з'ясовано, що при плануванні поїздок користувачі обирають оптимальний маршрут дорожнього руху за трьома критеріями: якістю інформаційного забезпечення вулично-дорожньої мережі, найкоротшою відстанню та мінімальним часом поїздки.

Відомо, що при моделюванні БДР необхідно дотримання наступних вимог: всеосяжність; чітке встановлення критеріїв маршруту; проходження маршруту минаючи транспортні пробки; систематизований аналіз даних під час створення оптимального маршруту; враховувати тимчасові зупинки; особливості різних типів рухомого складу та варіанти розвитку ситуацій тощо. Тобто БДР міста обумовлена тим, що практично всі завдання УДР міста пов'язані з визначенням розташування транспортних засобів (ТЗ). Це можливе при моделюванні УДР міста за допомогою ІТС із застосуванням моделей руху транспортних потоків у транспортному процесі..

#### **Аналіз останніх досягнень та публікацій.**

У наукових джерелах завдання щодо БДР розглядається через моделювання УДР у різних аспектах. При цьому, до рішення завдань щодо ефективності та безпеки УДР взяли на себе ІТС. Вони набувають широкого поширення і спрямовані на підвищення ефективності та безпеки роботи транспортних систем [9, 12–14, 17]. Зазначимо, що питанням УДР та ІТС у своїх різнопланових працях розглядали: Л. С. Абрамова [5], О. О. Бакуліч [6], Е. В. Гаврилов [8], П. Ф. Горбачов [10], Ю. О. Давідіч [11], В. А. Кашканов [15], О. О. Лобашов [16], В. Д. Мигаль [17], В. П. Поліщук [19], Є. В. Нагорний [18], О. В. Степанов [21], Б. М. Четвертухин [22] й ін. Ними показано, що реалізація проектів розвитку ІТС здійснюється на різних рівнях. У своїх працях науковці доводять, що за своєю структурою УДР та ІТС розподіляються в залежності від призначення, складу та розташування елементів для реалізації функцій управління.

На думку вчених, системи УДР мають певні недоліки та обмеження при функціонуванні. Попри достатньої кількості наукових досліджень у галузі УДР, деякі аспекти розвитку УДР потребують удосконалення. Зокрема, виникають питання щодо удосконалення моделювання УДР та виявлення конкурентних маршрутів за допомогою ІТС, як інтеграцію сучасних інформаційно-комунікаційних технологій та засобів автоматизації з транспортною інфраструктурою, що спрямована на підвищення ефективності та безпеки функціонування транспортних систем, що є актуальним питанням сьогодення.

#### **Мета та постановка задачі дослідження.**

Розглянути концепцію моделювання управління дорожнім рухом міста та виявлення конкурентних маршрутів за допомогою інтелектуальних транспортних систем.

Для досягнення поставленої мети розробити методіку перерозподілу транспортних потоків для виявлення конкурентних маршрутів у транспортних коридорах та алгоритм виявлення конкурентних маршрутів, згідно з яким користувачі вибирають оптимальний маршрут.

#### **Основний матеріал та результати дослідження.**

Моделювання дорожнього руху в транспортних потоках, що враховують поведінку кожного окремого ТЗ, забезпечує найбільш певні результати моделювання конкретних перехресть. За умови їхнього достатнього впровадження, моделі з найбільшим ефектом використовуються в режимі реального часу для реалізації адаптивного УДР міста. Наприклад, оптимальний маршрут у транспортному коридорі приваблює користувачів, що призводить до проблематичного зростання щільності й інтенсивності транспортного потоку та підвищення часу проходження маршруту.

Для розв'язання цієї проблеми необхідно розробити алгоритм, згідно з яким користувачі вибирають оптимальний (можливо і коротший) маршрут. Розглянемо перерозподіл

транспортних потоків для виявлення конкурентних маршрутів у транспортних коридорах. Для цього скористаємося показниками кореляції та коваріантності.

Коваріантність та кореляція дозволяють виміряти співвідношення між двома випадковими величинами. Вони надають інформацію про можливі зміни при взаємодії двох величин.

Розглянемо дві випадкові величини  $X$  та  $Y$  з відповідними значеннями  $E(X) = \mu_x$  і  $E(Y) = \mu_y$  та дисперсією (відхиленням від середнього)  $Var(X) = \sigma_x^2$  та  $Var(Y) = \sigma_y^2$ .

Коваріантність  $X$  і  $Y$  обчислюється наступним чином:

$$Cov(X, Y) = E[(X - \mu_x) \cdot (Y - \mu_y)] \quad (1)$$

Ця формула дійсна і  $Cov(X, Y)$  буде кінцевою за умови, що  $\sigma_x^2 < \infty$  та  $\sigma_y^2 < \infty$ .  $Cov(X, Y)$  може бути позитивною, негативною та рівною нулю. При великих значеннях  $X$  і  $Y$ , так само як і при невеликих значеннях обох показників, підступність буде позитивною. При великих значеннях  $X$  та маленьких  $Y$  та навпаки – підступність матиме негативний показник.

Якщо  $0 < \sigma_x^2 < \infty$  і  $0 < \sigma_y^2 < \infty$ , то кореляція виглядатиме наступним чином:

$$\rho(X, Y) = \frac{Cov(X, Y)}{\sigma_x \sigma_y} \quad (2)$$

Важливо, якщо  $X$  і  $Y$  незалежні випадкові величини з  $0 < \sigma_x^2 < \infty$  та  $0 < \sigma_y^2 < \infty$  відповідно, то  $Cov(X, Y) = \rho(X, Y) = 0$ .

Значення  $\rho(X, Y)$  дає показник ступеня зв'язку показників  $X$  та  $Y$ . При  $n$  кількості спостережень значень  $X$  та  $Y$ , простий кореляційний коефіцієнт можна розрахувати за формулою:

$$\rho(X, Y) = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x}) \cdot (y_i - \bar{y})}{(n-1) S_x S_y} \quad (3)$$

де  $S_x$  та  $S_y$  стандартне відхилення  $X$  та  $Y$  відповідно.

Далі розглянемо вплив значень випадкових величин на показники маршруту та його попит. Наприклад, візьмемо показник  $Z$  ( $Z \sim N(0, 1)$ ), показник  $X \sim N(\mu, \sigma^2)$ , який можна подати у вигляді формули:  $X = \mu + \sigma Z$ . У деяких випадках, наприклад, при різних рівнях попиту, необхідна побудова вектора показників  $X = (X_1, X_2, X_3 \dots X_n)^T$  при нормальному розподілі, де всі компоненти можуть бути не взаємопов'язані між собою. Просторовий вектор нормального розподілу з головним вектором  $\mu = (\mu_1, \mu_2, \mu_3 \dots \mu_n)^T$  і матрицею коваріантності  $M_{(i,j)}$ , де  $\mu_{ij} = \mu_{ji} = Cov(X_i, X_j)$ , може бути представлений у вигляді функції:

$$f(X) = (2\pi)^{-\frac{n}{2}} |M|^{-\frac{1}{2}} \exp\left(-\frac{(X - \mu)^T M^{-1} (X - \mu)}{2}\right) \quad (4)$$

Важливо, що матриця коваріантності  $M$  симетрична, тобто  $M^T = M$ , а її елементи по діагоналі мають значення більше нуля (тобто  $\mu_{ij} > 0$ ).

Наступний алгоритм може бути використаний для визначення необхідного вектора нормального розподілу  $X = (X_1, X_2, X_3 \dots X_p)^T$ .

Спочатку припустимо значення  $Z_1, Z_2, Z_3 \dots Z_p$ , що належать  $N(0, 1)$ . Ці значення можуть бути представлені у вигляді вектора  $Z = (Z_1, Z_2, Z_3 \dots Z_p)^T$ .

Далі обчислимо  $X = \mu + CZ$ , де  $C$  – матриця розміром  $(p \times p)$ , рівень якої є нижчою ніж  $M = CC^T$ .

Елементи  $C$  можна розрахувати наступним чином:

$$C_{ij} = \sqrt{(\sigma_{ij} - M_{m=1}^{i-1} C_{im}^2)}, \quad (5)$$

$$C_{ij} = \frac{(\sigma_{ij} - M_{m=1}^{i-1} C_{im}^2 \cdot C_{jm})}{C_{ii}} (j \geq i) \quad (6)$$

Далі визначимо конкурентні маршрути, виходячи з наступних двох параметрів:

## 1. На вході:

- транспортна мережа та її характеристики (різні показники маршрутів, час поїздки тощо);
- матриці кореспонденцій;
- маршрути, що становлять інтерес ( $i$ );
- показники параметра  $N$  для характеристики маршруту;
- варіанти зміни попиту.

## 2. На виході:

- показники безпосередньо конкурентних маршрутів.

Ця методологія будується на статистичному взаємозв'язку між показниками маршрутів  $i$  й іншими маршрутами  $k$ , допомагає найбільш точно розрахувати попит на впровадження і вдосконалення транспортної мережі та наступні зміни в її роботі. Конкурентні маршрути виявляються в три етапи.

Розглянемо їх детальніше.

1. На першому етапі складаємо кореляційні таблиці. Спочатку складаємо матриці кореспонденцій, з яких буде видно загальну кількість можливих маршрутів. Потім із цієї матриці вибираються маршрути, що мають однакові тимчасові та вартісні витрати. Далі складається вектор показників  $L$  маршрутів транспортної мережі:

$$V^* = [v_1^{(j)}, v_2^{(j)}, \dots, v_L^{(j)}]^T \quad (7)$$

Відмітимо, що:  $V_i^j \geq 0 (i = 1, \dots, L)$ .

Отримуємо прямий позитивний вектор потоків маршруту ( $V^{+*(j)}$ ), який подальшому застосуємо для аналізу найважливіших відрізків транспортного потоку. Зазначимо, що цей вектор ( $V^{+*(j)}$ ) включає лише ті маршрути, які мають показник  $v_l^{(j)} > 0$ , які позначаються  $v_l^{+(j)}$ .

Складається матриця  $V^{+*(j)} = \Delta^{(j)} \times h^j$ , де  $\Delta^{(j)}$  – матриця  $m^{(j)} \times n^{(j)}$ , де  $n^{(j)}$  кількість маршрутів та  $h^j$  – вектор  $n^{(j)} \times 1$  транспортних потоків (кількість маршрутів  $\times$  кількість потоків). Будується матриця кореспонденцій тих ділянок транспортної мережі, що показують відсоткове співвідношення попиту  $B^j$ ,  $T = B^j \times h^j$ , де  $T$  – вектор  $p \times 1$ , який показує пари матриць кореспонденцій та  $B^j$  – матриця  $p \times n^{(j)}$ . Далі визначається найбільш ефективний маршрут  $h^{*(j)}$  за допомогою алгоритму рівноваги.

На завершення першого етапу виявляється залежність між можливостями одного маршруту  $i$  та показниками іншого маршруту  $k$ , а також залежність між можливостями маршруту  $i$  та найбільш ефективної ділянки транспортної мережі  $q$ .

2. На другому етапі аналізуємо залежності різних транспортних маршрутів. Для кожної ділянки транспортної ВДМ  $q$  визначаємо можливі показники попиту  $W$ .

Отримаємо  $Max_{w=1, \dots, W} [P^{(W)} - \text{залежність між маршрутом } i \text{ та } q]$  та  $Min_{w=1, \dots, W} [P^{(W)} - \text{залежність між маршрутом } i \text{ та } q]$ . Тобто ми маємо максимальну та мінімальну ступінь залежності показників маршруту  $i$  від ефективної ділянки транспортної мережі  $M$   $q$ .

Обчислимо відсоткове співвідношення між сценаріями, де було знайдено показник  $P^{(W)}$  – залежність між маршрутом  $i$  та  $q$  і який виявився: по-перше, невизначеним; по-друге, в інтервалі  $(-1; -0,5)$ ; по-третє, в інтервалі  $(-0,5; 0,5)$ ; по-четверте, в інтервалі  $(0,5; 1)$ .

Обчислимо кореляційний коефіцієнт  $Z$  для показника залежності між маршрутом  $i$  та  $q$ :

$$Z_{P^{(W)} \text{ залежність між маршрутом } i \text{ та } q} = \frac{\sum_{w=1}^W g_w * P^{(W)}}{W} \quad (8)$$

де  $g_w = \begin{cases} 1 & \text{якщо } P^{(W)} \text{ визначено для сценарію } w \\ 0 & \text{у всіх інших випадках} \end{cases}$

Для кожного маршруту  $k$ , який є в прогнозуванні попиту  $W$  визначаємо такі показники:

- максимальний та мінімальний ступінь залежності маршруту  $i$  від показників маршруту  $k$ ;

- обчислюємо відсоткове співвідношення між сценаріями, де було знайдено показник  $P^{(W)}$
- залежність між маршрутом  $i$  та  $k$  і який виявився: по-перше, невизначеним; по-друге, в інтервалі  $(-1; -0,5)$ ; по-третє, в інтервалі  $(-0,5; 0,5)$ ; по-четверте, в інтервалі  $(0,5; 1)$ ;
- визначаємо кореляційний коефіцієнт  $Z$  для залежності показників  $i$  від  $k$ :

$$Z_{P^{(W)} \text{ залежність між маршрутом } i \text{ та } k} = \frac{\sum_{W=1}^W y_W * P(W)}{W} \quad (9)$$

де  $y_W = \begin{cases} 1 & \text{якщо } P(W) \text{ визначено для сценарію } w \\ 0 & \text{у всіх інших випадках} \end{cases}$

3. На третьому етапі визначаємо конкуруючі маршрути транспортної мережі. До конкуруючих маршрутів відносяться ті маршрути транспортної мережі, що належать відрітку  $-1 \leq P^{(W)} \leq -0,5$ , тобто мають суттєвий негативний вплив на розподіл транспортних потоків між ними. Розроблений алгоритм виявлення конкуруючих маршрутів зображено на рис. 1.

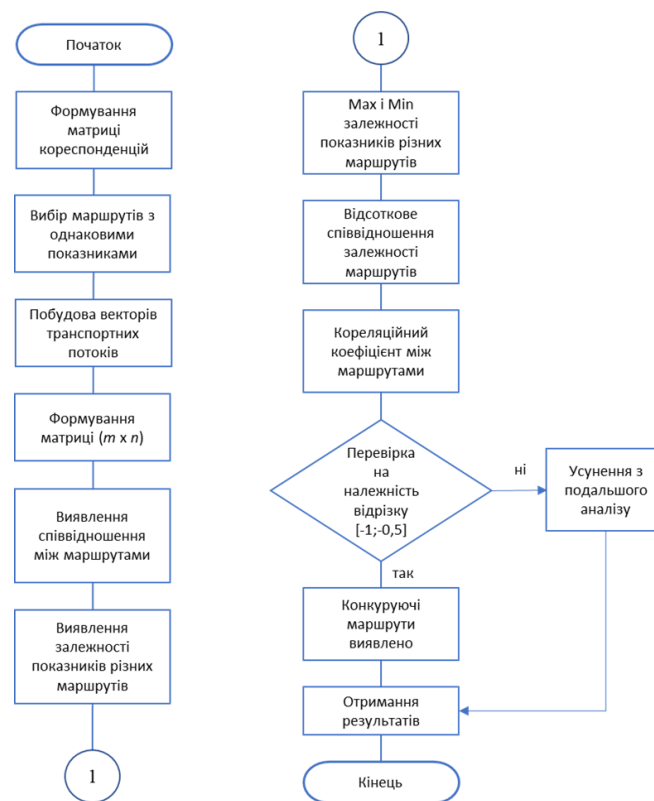


Рис. 1 – Алгоритм виявлення конкуруючих маршрутів

Базовими елементами алгоритму виявлення конкурентних маршрутів є: модель розподілу інтервалів між ТЗ; модель руху ТЗ на вуличній мережі; модель управління світлофорною сигналізацією; модель взаємодії з системою УДР при постійному визначенні розташування ТЗ на вуличній мережі. Формалізація всіх елементів моделювання має відбуватися в такий спосіб, щоб у комплексі ці моделі могли вирішувати завдання УДР з урахуванням БДР.

Для опису процесів, що відбуваються в транспортному коридорі, найважливіше значення має вірогідність опису розподілу інтервалів між ТЗ, що входять до мережі. Типовим розподілом, що застосовується для цих цілей, є експонентний розподіл.

Відомо, що на розподіл інтервалів між ТЗ впливають такі фактори, як інтенсивність руху ТЗ та наявність світлофорних об'єктів. При моделюванні для обліку цих факторів застосовується тип розподілу, що враховує частку пов'язаних і вільних ТЗ у потоці та фактор не випадковості розподілу інтервалів між ТЗ.



Цими властивостями володіє закон розподілу [25]. Щільність ймовірності закону розподілу інтервалів між ТЗ має наступний вигляд:

$$f(h \geq t) = a_1 e^{-\frac{t-\delta_1}{\gamma_1-\delta_1}} + a_2 e^{-\frac{K(t-\delta_2)}{\gamma_2-\delta_2}} \sum_{x=0}^{K-1} K \frac{(t-\delta_2)^x}{x}, \quad (10)$$

$$K = \frac{t_{cp}^2}{\sigma_t^2}, \quad (11.)$$

де  $t$  – поточний інтервал між ТЗ;  $t_{cp}$  – середній інтервал між ТЗ;  $\sigma_t^2$  – дисперсія інтервалів;  $\sigma_1$  – мінімальний інтервал між ТЗ, що вільно рухаються;  $\gamma_1$  – середній інтервал між ТЗ, що вільно рухаються;  $\sigma_2$  – мінімальний інтервал між пов'язаними ТЗ;  $\gamma_2$  – середній інтервал між пов'язаними ТЗ;  $a_1$  – частка ТЗ, що вільно рухаються в транспортному потоці;  $a_2$  – частка пов'язаних ТЗ у транспортному потоці;  $K$  – коефіцієнт не випадковості.

Зміна форми цього розподілу забезпечується не лише внаслідок параметрів, що враховують особливості розподілу інтервалів для вільно рухомих та пов'язаних ТЗ. На властивості цього розподілу особливий вплив має коефіцієнт не випадковості  $K$ . Для невеликої інтенсивності руху  $K$  дорівнює одиниці, що означає зміну інтервалів як випадковий процес. Значення  $K = 1$  зберігається за наявності в потоці щонайменше 65 % ТЗ, що вільно рухаються. При збільшенні інтенсивності руху ТЗ та впливу інших негативних факторів значення  $K$  зростає.

#### Висновки.

Досвід використання ІТС доводить, що ІТС виконують широкий спектр завдань щодо підвищення ефективності УДР транспортної системи. Зокрема, моделювання УДР міста та виявлення конкурентних маршрутів за допомогою ІТС.

Модель для розрахунку режимів руху ТЗ повинна відповідати тим вимогам, які необхідні для вирішення завдання моделювання УДР міста та виявлення конкурентних маршрутів за допомогою ІТС. Для цих умов характерні значні коливання режимів руху ТЗ, зупинки на регульованих перетинах і в заторах, зміна смуги та траєкторії руху, що значно впливає на алгоритм знаходження конкурентного маршруту в транспортному коридорі.

#### Список літератури:

1. Закону України «Про дорожній рух» від 30.06.1993 р. № 3353-ХІІ;
2. Про Правила дорожнього руху. Постанова Кабінету Міністрів України від 10 жовтня 2001 р. № 1306 м. Київ (із змінами, внесеними згідно з Постановами КМУ)
3. Про схвалення Стратегії підвищення рівня безпеки дорожнього руху в Україні на період до 2024 року. Розпорядження КМУ від 21 жовтня 2020 р. № 1360-р.
4. Про схвалення Національної транспортної стратегії України на період до 2030 року [Електронний ресурс] : Розпорядження Кабінету Міністрів України від 30 травня 2018 р., № 430-р.
5. Абрамова Л. С. Елементи теорії штучного інтелекту в управлінні дорожнім рухом. *Вісник ХНАДУ*. 2013. Вип. 61 – 62. С. 32 – 36.
6. Бакуліч О. О., Дзюба О. П., Єресов В. І. та ін. Організація та регулювання дорожнього руху: підручник. За заг. ред. В.П. Поліщука. Київ: Знання України, 2012. 467 с.
7. Н. О. Біліченко С. В. Цимбал Я. Ю. Крупський. Світовий досвід розвитку інтелектуальних транспортних систем, Вінницький національний технічний університет, 2009.
8. Гаврилов Е. В., Дмитриченко М. Ф., Доля В. К. та ін. Системологія на транспорті. Підручник: у 5 кн. Під заг. ред. Дмитриченка М. Ф. Кн. 4: Організація дорожнього руху. Київ: Знання України, 2012. 452 с.
9. Горяїнов О. М. Стандарти ISO в сфері інтелектуальних транспортних систем (технічний комітет iso/tc 204) Міжнародна конференція: Інтелектуальні технології управління транспортними процесами, 17 – 18 листопада 2020 : Харків: ХНАДУ, 2020 р. <https://dspace.khadi.kharkov.ua/dspace/handle/123456789/3387>
10. Горбачов П. Ф., Макарічев О. В., Шевченко. В. В. Оцінка затримок руху на регульованих перехрестях міських вулиць із трифазним циклом регулювання. *Автомобільний транспорт*. Збірник науков. праць 2019. № 44. С. 30 – 39.

11. Давідич Ю. О. Проектування автотранспортних технологічних процесів з урахуванням психофізіології водіїв. Харків: ХНАДУ, 2006. 292 с.
12. Дорогою до розвитку інтелектуальних транспортних систем. URL: <https://repositorio-aberto.up.pt/bITScream/10216/217/2/25531.pdf>
13. Інтелектуальні транспортні системи в Україні / А. Р. Гайков, О. П. Євсєєва, О. В. Баранов, В. Ю. Баранов. *Вісник Нац. техн. ун-ту «ХПІ»* : зб. наук. пр. Темат. вип. : Автомобіле- та тракторобудування. Харків : НТУ «ХПІ». 2014. № 9 (1052). С. 106-112.
14. Інтелектуальна транспортна система Сполучених Штатів Америки URL: <http://www.itsa.org>
15. Кашканов, В. А. Інформаційні системи і технології на автомобільному транспорті: навчальний посібник. Вінниця : ВНТУ, 2020. 104 с.
16. Лобашов О. О. Розумний транспорт і логістика для міст : навчальний посібник. Житомир : «Житомирська політехніка», 2021. 612 с.
17. Мигаль В. Д. Інтелектуальні системи в технічній експлуатації автомобілів: монографія. Х.: Майдан, 2018. 262 с.
18. Нагорний Є. В., Абрамова Л. С. Концептуальний підхід до проектування систем управління дорожнім рухом. *Автомобіль і електроніка. Сучасні технології*. 2017. Вип. 12. С. 94 – 100.
19. Поліщук В. П. Організація та регулювання дорожнього руху: підручник / за заг. ред. В. П. Поліщука; О. О. Бакуліч, О. П. Дзюба, В. І. Єресов та ін. К.: Знання України, 2011. 467 с
20. Степанов О. В. Безпека автотранспорту в транспортному процесі [моногр.] / О. В. Степанов. 2-ге вид., доп. Харків : Вид-во «Раритети України», 2018. 728 с.
21. Степанов О. В. Концепція безпеки автомобільних транспортних засобів у транспортному процесі з урахуванням закономірностей впливу фактора людини : дис. д-ра техн.наук : 05.22.01. Харків, 2019. 477 с.
22. Четверухин Б. М., Єресов В. І. Спектрально-кореляційна теорія транспортних потоків. *Автомобільні дороги та дорожнє будівництво*. 1983. № 33. С. 29 – 35.
23. URL: <http://www.its.dot.gov/>
24. ITC Strategy in Japan. Report of the ITC Strategy Committee ITC Japan. Summary version. ITC Strategy Committee, 2003.
25. ITS Japan organization.
26. URL: [http://www.its-jp.org/english/what\\_its\\_e/its-japan-organization](http://www.its-jp.org/english/what_its_e/its-japan-organization).
27. ITS Standardization Activities of ISO/TC 204 (2019) URL: [https://isotc.iso.org/livelink/livelink/fetch/8846111/8847151/8847160/ITS\\_Standardization\\_Activities\\_of\\_ISO\\_TC\\_204.pdf?nodeid=1996416\\_9&vernum](https://isotc.iso.org/livelink/livelink/fetch/8846111/8847151/8847160/ITS_Standardization_Activities_of_ISO_TC_204.pdf?nodeid=1996416_9&vernum)
28. Gerlough D., Hueber M. Traffic flow theory – A Monograph. Transportation Research Board. Special Report 165, Washington D. C 220 p.

#### References (transliterated):

1. Zakonu Ukrainy «Pro dorozhnii rukh» vid 30.06.1993 r. № 3353-XII;
2. Pro Pravyla dorozhnoho rukhu. Postanova Kabinetu Ministriv Ukrainy vid 10 zhovtnia 2001 r. № 1306 m. Kyiv (iz zminamy, vnesenymy zghidno z Postanovamy KM)
3. Pro skhvalennia Stratehii pidvyshchennia rivnia bezpeky dorozhnoho rukhu v Ukraini na period do 2024 roku. Rozporiadzhennia KMU vid 21 zhovtnia 2020 r. № 1360-r.
4. Pro skhvalennia Natsionalnoi transportnoi stratehii Ukrainy na period do 2030 roku [Elektronnyi resurs] : Rozporiadzhennia Kabinetu Ministriv Ukrainy vid 30 travnia 2018 r., № 430-r.
5. Abramova L. S. Elementy teorii shtuchnoho intelektu v upravlinni dorozhnim rukhom. *Visnyk KhNADU*. 2013. Vyp. 61 – 62. S. 32 – 36.
6. Bakulich O. O., Dziuba O. P., Yeresov V. I. ta in. Orhanizatsiia ta rehuliuвання dorozhnoho rukhu: pidruchnyk. Za zah. red. V.P. Polishchuka. Kyev: Znannia Ukrainy, 2012. 467 s.
7. N. O. Bilichenko S. V. Tsymbal Ya. Yu. Krupskiy. Svitoviy dosvid rozvytku intelektualnykh transportnykh system, Vinnytskyi natsionalnyi tekhnichnyi universytet, 2009.
8. Havrylov E. V., Dmytrychenko M. F., Dolia V. K. ta in. Systemolohiia na transporti. Pidruchnyk: u 5 kn. Pid zah. red. Dmytrychenka M. F. Kn. 4: Orhanizatsiia dorozhnoho rukhu. Kyiv: Znannia Ukrainy, 2012. 452 s.
9. Horiainov O. M. Standarty ISO v sferi intelektualnykh transportnykh system (tekhnichnyi komitet iso/tc 204) Mizhnarodna konferentsiia: Intelektualni tekhnolohii upravlinnia transportnymy protsesamy, 17 – 18 lystopada 2020 : Kharkov: KhNADU, 2020 r. <https://dspace.khadi.kharkov.ua/dspace/handle/123456789/3387>
10. Horbachov P. F., Makarichev O. V., Shevchenko. V. V. Otsinka zatrymok rukhu na rehulovanykh perekhrestiakh miskykh vulyts iz tryfaznym tsyklom rehuliuвання. *Avtomobilnyi transport. Zbirnyk naukov. prats* 2019. № 44. S. 30 – 39.
11. Davidich Yu. O. Proektuvannia avtotransportnykh tekhnolohichnykh protsesiv z urakhuvanniam psykhoфизиології водіїв. Kharkiv: KhNADU, 2006. 292 s.
12. Dorohoiu do rozvytku intelektualnykh transportnykh system. URL: <https://repositorio-aberto.up.pt/bITScream/10216/217/2/25531.pdf>

13. Intelektualni transportni systemy v Ukraini / A. R. Haikov, O. P. Yevsieieva, O. V. Baranov, V. Yu. Baranov. Visnyk Nats. tekhn. un-tu «KhPI» : zb. nauk. pr. Temat. vyp. : Avtomobile- ta traktorobuduvannia. Kharkiv : NTU «KhPI», 2014. № 9 (1052). S. 106-112.
14. Intelektualna transportna systema Spoluchenykh Shtativ Ameryky URL: <http://www.itsa.org>
15. Kashkanov, V. A. Informatsiini systemy i tekhnolohii na avtomobilnomu transporti: navchalnyi posibnyk. Vinnytsia : VNTU, 2020. 104 s.
16. Lobashov O. O. Rozumnyi transport i lohystyka dlia mist : navchalnyi posibnyk. Zhytomyr : «Zhytomyrska politekhnika», 2021. 612 s.
17. Myhal V. D. Intelektualni systemy v tekhnichnii ekspluatatsii avtomobiliv: monohrafiia. Kh.: Maidan, 2018. 262 s.
18. Nahorni Ye. V., Abramova L. S. Kontseptualnyi pidkhid do proektuvannia system upravlinnia dorozhnim rukhom. Avtomobil i elektronika. Suchasni tekhnolohii. 2017. Vyp. 12. S. 94 – 100.
19. Polishchuk V. P. Orhanizatsiia ta rehuliuвання dorozhnogo rukhu: pidruchnyk / za zah. red. V. P. Polishchuka; O. O. Bakulich, O. P. Dziuba, V. I. Yeresov ta in. K.: Znannia Ukrainy, 2011. 467 s
20. Stepanov O. V. Bezpeka avtotransportu v transportnomu protsesi [monohr.] / O. V. Stepanov. 2-he vyd., dop. Kharkiv : Vyd-vo «Rarytety Ukrainy», 2018. 728 s.
21. Stepanov O. V. Kontseptsiia bezpeky avtomobilnykh transportnykh zasobiv u transportnomu protsesi z urakhuvanniam zakonomirnostei vplyvu faktora liudyny : dys. d-ra tekhn.nauk : 05.22.01. Kharkiv, 2019. 477 s.
22. Chetverukhyn B. M., Yeresov V. I. Spektralno-koreliatsiina teoriia transportnykh potokiv. Avtomobilni dorohy ta dorozhnie budivnytstvo. 1983. № 33. S. 29 – 35.
23. URL: <http://www.its.dot.gov/>
24. ITS Strategy in Japan. Report of the ITS Strategy Committee ITS Japan. Summary version. ITS Strategy Committee, 2003.
25. ITS Japan organization.
26. URL: [http://www.its-jp.org/english/what\\_its\\_e/its-japan-organization](http://www.its-jp.org/english/what_its_e/its-japan-organization).
27. ITS Standardization Activities of ISO/TC 204 (2019) URL: [https://isotc.iso.org/livelink/livelink/fetch/8846111/8847151/8847160/ITS\\_Standardization\\_Activities\\_of\\_ISO\\_TC\\_204.pdf?nodeid=1996416\\_9&vernum](https://isotc.iso.org/livelink/livelink/fetch/8846111/8847151/8847160/ITS_Standardization_Activities_of_ISO_TC_204.pdf?nodeid=1996416_9&vernum)
28. Gerlough D., Hueber M. Traffic flow theory – A Monograph. Transportation Research Board. Special Report 165, Washington D. S 220 p.

*Надійшла (received) 18.12.2023 р.*

*Відомості про авторів / About the Authors*

**Венгер Альбіна Сергіївна (Venger Albina)** – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, аспірантка каф. організації та безпеки дорожнього руху, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9285-4801>; e-mail: [venger91@ukr.net](mailto:venger91@ukr.net)

***O.I. НАЗАРОВ, С.І. КРИВОШАПОВ, М.Є. СЕРГІЄНКО, Н.М. ПАВЛОВА, Є.І. ІВАНЧЕНКО, В.П. КУЛАЙ***

## **МОДЕЛЮВАННЯ РЕСУРСУ ГАЛЬМІВНИХ МЕХАНІЗМІВ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ ЗА ВІДНОСНИМ ЗНОСОМ ЇХ ФРИКЦІЙНИХ ПОВЕРХОНЬ**

В роботі розглядається процес зношування фрикційних поверхонь дискових гальм з урахуванням їх конструктивних параметрів, коефіцієнта зносостійкості матеріалів, початкової швидкості гальмування автомобіля, величини пробігу та його гальмівного шляху за цей період, за якими проводиться оцінка ресурсу гальмівних механізмів.

Для цього використано системний підхід, раціональне поєднання експериментальних досліджень та аналізу відомих теоретичних наукових результатів І.В. Крагельського з теорії тертя й зношування.

Відомо, що для оцінки ресурсу гальмівних механізмів автотранспорту важливо встановити величину допустимого зношування поверхонь тертя, що утворюють фрикційний контакт.

Авторами встановлено закономірність зміни зносу поверхонь тертя дискових гальмівних механізмів від радіуса тертя, кінематичного радіуса кочення колеса, величини приводного тиску і гальмівного шляху автомобіля.

Важливим для оцінки ресурсу гальмівних механізмів легкових автомобілів, що знаходяться в експлуатації, є встановлення допустимого відносного зносу окремих деталей і спряжень гальмівних механізмів. Оскільки найбільш відповідальна частина гальмівної системи автомобіля, якою є гальмівний механізм, працює в різних умовах зношування, то встановлення відносного зносу спряжених деталей, що утворюють тертя, в залежності від зміни його геометричних параметрів і режимів роботи під час експлуатації є актуальною задачею.

Надано прогнозну оцінку ресурсу гальмівних механізмів передньої та задньої осей легкових автомобілів, яку пропонується проводити за показником відносного зносу поверхонь тертя. Показано на прикладі легкових автомобілів Chevrolet Aveo, що відносний знос гальм передньої осі є максимальним та коливається в межах 22,5-26,1%, тоді, як відносний знос гальм задньої осі становить 21,0-22,5%. Ресурс гальмівного диску більший за ресурс фрикційної накладки у 4,44 рази, тоді, як для задньої осі цей показник становить 4,76.

**Ключові слова:** автомобіль, гальмівний механізм, поверхня тертя, знос.

***O. NAZAROV, S. KRIVOSHAPOV, M. SERGIENKO, N. PAVLOVA, E. IVANCHENKO, V. KULAI***

## **MODELING THE RESOURCE OF BRAKE MECHANISMS OF PASSENGER VEHICLES WITH THE PROMINATION OF THEIR FRICTIONS**

The article considers the process of wear of the friction surfaces of disc brakes, taking into account their design parameters, the coefficient of wear resistance of materials, the initial braking speed of the car, the amount of mileage and its braking distance during this period, which are used to estimate the resource of braking mechanisms.

For this, a systematic approach was used, a rational combination of experimental research and analysis of known theoretical scientific results of I.V. Kragelsky on the theory of friction and wear.

It is known that in order to estimate the resource of braking mechanisms of motor vehicles, it is important to establish the amount of permissible wear of friction surfaces that form frictional contact.

The authors established the regularity of changes in the wear of the friction surfaces of disc brake mechanisms depending on the friction radius, the kinematic rolling radius of the wheel, the amount of drive pressure and the braking distance of the car.

It is important to assess the service life of brake mechanisms of passenger cars in operation is to establish the permissible relative wear of individual parts and couplings of brake mechanisms. Since the most responsible part of the car's braking system, which is the brake mechanism, works in different conditions of wear, then establishing the relative wear of the coupled parts that create friction, depending on the change in its geometric parameters and operating modes during operation, is an urgent task.

A predictive assessment of the resource of brake mechanisms of the front and rear axles of passenger cars is provided, which is proposed to be carried out based on the indicator of the relative wear of the friction surfaces. It is shown on the example of Chevrolet Aveo passenger cars that the relative wear of the brakes of the front axle is maximum and varies between 22.5-26.1%, while the relative wear of the brakes of the rear axle is 21.0-22.5%. The resource of the brake disc is 4.44 times greater than the resource of the friction pad, while this indicator is 4.76 for the rear axle.

**Key words:** car, brake mechanism, friction surface, wear.

**Вступ.**

Поява гальмівних систем з використанням дискових гальм на передніх колесах і барабанних гальм на задніх колесах призвело до різкого збільшення навантажувальних характеристик передніх (дискових) гальм, які, маючи меншу масу, зношуються інтенсивніше, ніж барабанні, що призводить до підвищеного зносу накладок і гальмівного диска [1].

Ця відмінність обумовлена не тільки характерними відомими і конструктивно заданими параметрами, але і функціональними особливостями різних типів гальмівних механізмів, об'єднаних в загальну гальмівну систему і керованих без урахування цих особливостей.

Широке розповсюдження гальмівних систем з дисковими передніми та барабанними задніми гальмівними механізмами, багатоваріантність схем відокремлення гальмівного приводу та способи її конструктивної реалізації висунули низку науково-технічних проблем, вирішення яких дозволить визначити можливі напрямки вдосконалення існуючих конструкцій, щоб збільшити ресурс.

Важливим для оцінки ресурсу гальмівних механізмів легкових автомобілів, що знаходяться в експлуатації, є встановлення допустимого відносного зносу окремих деталей і спряжень гальмівних механізмів. Оскільки найбільш відповідальна частина гальмівної системи автомобіля, якою є гальмівний механізм, працює в різних умовах зношування, то встановлення відносного зносу спряжених деталей, що утворюють тертя, в залежності від зміни його геометричних параметрів і режимів роботи під час експлуатації є актуальною задачею.

**Аналіз останніх досягнень і публікацій.**

Оцінка ресурсу фрикційних поверхонь гальмівних дискових механізмів дуже важлива задач а, як для легкових [2], так і інших машин та механізмів.

Методика визначення зносу фрикційних пар гальмівних механізмів, а також рушія ходової системи особливо тягових машин [3], повинна мати результати наближені до реальних експлуатаційних даних.

При моделюванні, особливо екстреного гальмування, треба враховувати різні взаємодіючі системи [4]. Характеристики водія, систем приводу гальм впливають не тільки на процес гальмування, а також на ресурс фрикційних пар.

Енергонавантаженість гальмівних механізмів [5] фактично задає темп зносу фрикційних пар гальмівних механізмів. Це дає дані як для проектування гальмівної системи, так і для рекомендацій для оптимальної експлуатації автомобілів.

Для забезпечення необхідного ресурсу гальмівних механізмів потрібно розробити методику оцінки зносу гальм [6] і визначити цю залежність від гальмівного шляху [7] або може і від пробігу автомобіля.

Гальмівні системи оснащуються різноманітними регуляторами для покращення показників гальмування автомобіля. Характеристики регуляторів [8] впливають на їх функціональну здібність і на навантаженість гальмівних механізмів передньої та задньої осей.

Для наближення результатів теоретичних досліджень до реальних даних треба постійно удосконалювати методику оцінки гальмівних властивостей як легкових автомобілів [9], так і вантажних.

Визначення потрібного розподілу тормозних зусиль в залежності від наближення до оптимальної характеристики конструкції гальм [10] дуже важливо як для забезпечення динамічної стійкості автомобіля так і для рівномірного зносу фрикційних пар механізмів осей. Тому треба враховувати при моделюванні тип автомобіля, схему руху та інші параметри.

Розглянемо схему можливого руху легкового автомобіля під час гальмування без блокування коліс з вимкненою трансмісією (рис. 1) та визначимо величину гальмівного шляху.

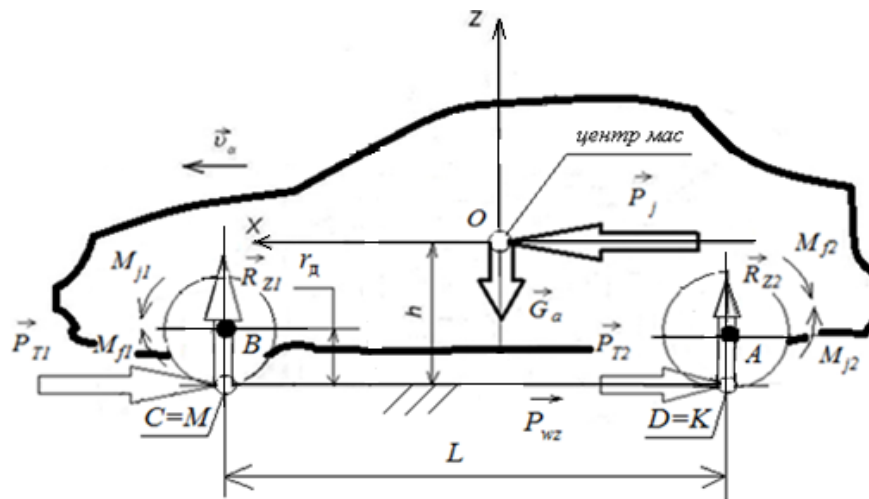


Рис. 1 – Схема дії сил і моментів на автомобіль під час гальмування

Розглянемо роботу сумарної гальмівної сили автомобіля  $P_{\Sigma T}$  на нескінченно малому гальмівному шляху  $ds_T$  без блокування коліс [11]

$$P_{\Sigma T} \cdot ds_T = d \left( \frac{m_a v^2}{2} + \sum \frac{J_i v^2}{2r_k^2} \right) \quad (1)$$

де  $v$  – швидкість руху автомобіля на момент гальмування;  $m_a$  – маса автомобіля;  $r_k$  – кінематичний радіус колеса;  $\sum J_i$  – сумарний інерційний момент обертових мас на осях.

Гальмівний шлях, за якого відбувається знос гальмівних механізмів

$$ds_T = \frac{\left( m_a + \sum \frac{J_i}{r_k^2} \right) \cdot v \cdot dv}{P_{\Sigma T}} \quad (2)$$

де  $P_{\Sigma T} = P_{T1} + P_{T2}$  – сумарна гальмівна сила автомобіля.

Інтегруючи вираз з межами інтегрування від  $v_0$  до  $v_a$ , одержимо залежність

$$S_T = \left( m_a + \sum \frac{J_i}{r_k^2} \right) \cdot \int_{v_0}^{v_a} \frac{v \cdot dv}{P_{T1} + P_{T2}} \quad (3)$$

де  $v_0$  – початкова швидкість гальмування легкового автомобіля;  $v_a$  – кінцева швидкість гальмування автомобіля;  $P_{T1}$  – гальмівна сила на передній осі автомобіля;  $P_{T2}$  – гальмівна сила на задній осі автомобіля,

$$S_T = \frac{\left( m_a + \sum \frac{J_i}{r_k^2} \right) \cdot (v_0^2 - v_a^2)}{2(K_1 \cdot p_1 + K_2 \cdot p_2)} \quad (4)$$

де  $K_1$  і  $K_2$  – конструктивні коефіцієнти гальмівних механізмів, застосовуваних на передній та задній осях автомобіля [12, 13].

За теорією І.В. Крагельського [14] форма зношених поверхонь спряжених деталей визначається величинами зносів, які дорівнюють добутку коефіцієнті зносостійкості

поверхонь тертя, контактного тиску та швидкості зношування кожної із спряжених деталей в кожній точці поверхні тертя.

Як показують дослідження [14], в багатьох випадках можуть бути прийнятими наступні закони зношування, тоді залежності приймають вигляд

$$u_{1(2)i} = k_{1(2)} \cdot p_i \cdot v_i \cdot T_i \quad (5)$$

де  $k_1, k_2$  – коефіцієнти зносостійкості, що характеризують інтенсивність зношування поверхонь тертя кожної з деталей;  $p_i$  – тиск на  $i$ -ій фрикційній поверхні;  $v_i$  – кругова швидкість обертання  $i$ -ої поверхні тертя;  $T_i$  – час зношування  $i$ -ої фрикційної поверхні, що дорівнює часу гальмування без блокування коліс автомобіля, на протязі якого здійснюється гальмівний шлях.

Для заданої швидкості відносного ковзання спряжених поверхонь кожна точка на поверхні тертя має власну лінійну швидкість ковзання, в якій приложена сила тертя ковзання

$$v_i = w_i \cdot \rho_i \quad (6)$$

де  $w_i$  – кутова швидкість однієї з спряжених деталей (диск гальмівний) відносно іншої деталі (гальмівна колодка);  $\rho_i$  – радіус обертання  $i$ -ої точки.

Отже, значення зносів кожної із фрикційних поверхонь (диск–колодка) в  $i$ -ій точці поверхні тертя, приймаючи до уваги, що величина зносу пропорційна швидкості зносу, остаточно визначається як

$$U_i = k_i \cdot \frac{2Q}{\alpha(R^2 - r^2)} \cdot w_i \cdot \rho_i \cdot T_i \quad (7)$$

де  $R, r$  – зовнішній і внутрішній радіуси гальмівного диска, які обмежують поверхню тертя;  $\alpha$  – кут обмеження фрикційної накладки, рад;  $Q$  – притискна сила колодок до диска.

#### **Мета та постановка задачі.**

Метою даної роботи є встановлення залежності ресурсу дискових гальмівних механізмів легкових автомобілів від зносу поверхонь тертя, що утворюють фрикційну пару.

#### **Основний матеріал дослідження**

Для повної характеристики величини ресурсу дискових гальмівних механізмів необхідно знати їх абсолютний та відносний зноси їх фрикційних поверхонь.

Для визначення параметрів, якими можна характеризувати відносний знос фрикційних поверхонь, розглянемо, до якої зміни взаємного положення може призвести зношування їх поверхонь під час екстреного гальмування.

Кутова швидкість обертання гальмівного диска на момент гальмування без блокування коліс може бути визначена, як

$$w_i = \frac{v_0}{r_k} \quad (8)$$

Отже, з урахуванням значення зносів спряжених фрикційних поверхонь в кожній точці визначимо за залежністю

$$U_i = k_i \cdot \frac{\pi \cdot d_u^2 \cdot p_{ui} \cdot \rho_i \cdot v_0^2}{2\alpha(R^2 - r^2) \cdot r_k} \cdot T_i \quad (9)$$

Гальмівний шлях автомобіля, що визначається за умови погашення інерції поступального і обертового руху мас легкового автомобіля за рахунок осьових гальмівних сил, буде визначати і час зношування фрикційних поверхонь гальмівних механізмів.

Враховуючи, що час гальмування пов'язаний з уповільненням автомобіля за відомою залежністю [15, 16], то після математичних перетворень одержимо залежність величини зносу

$i$ -ої фрикційної поверхні дискового гальмівного механізму від гальмівного шляху автомобіля під час екстреного гальмування, яка має вигляд

$$U_i = k_i \cdot \frac{\pi \cdot d_u^2 \cdot \rho_i}{\alpha (R^2 - r^2) \cdot r_k} \cdot p_{ци} \cdot S_{Ti} \quad (10)$$

Враховуючи те, що осеві гальмівні сили легкового автомобіля пов'язані з конструктивними коефіцієнтами гальмівних механізмів  $K_i$  і тисками гальмівної рідини у відповідних контурах, то гальмівний шлях (шлях, за який відбувається зношування поверхонь тертя) автомобіля визначається з урахуванням рівняння (6).

Тиск у контурах передніх і задніх коліс на момент блокування коліс якої-небудь осі визначається, як

$$p_{ци} = \frac{N_i}{K_i} \cdot \varphi_i \quad (11)$$

де  $N_i$  – нормальна динамічна реакція на осі автомобіля [15];  $\varphi_i$  – коефіцієнт зчеплення коліс  $i$ -ої осі автомобіля з опорною поверхнею;  $K_i$  – конструктивні коефіцієнти гальмівних механізмів передньої та задньої осей [15].

Враховуючи геометричні параметри дискових гальмівних механізмів, що застосовуються на передній осі, та параметри барабанних гальмівних механізмів, що застосовуються на задній осі досліджуваного легкового автомобіля, дорожні умови та інтенсивність гальмування, можна встановити відповідні величини приводного тиску гальм, які створюють гальмівні моменти на колесах [17, 18].

#### Аналіз результатів теоретичних досліджень.

Для моделювання ресурсу дискових гальм за відносним зносом поверхонь тертя під час теоретичних досліджень приймалися легкові автомобілі, які обладнано антиблокувальними системами.

Приймалися умови, за яких екстрені гальмування досліджуваних автомобілів здійснювалися при відсутності вітру, на сухій горизонтальній асфальтобетонній дорозі при однаковій початковій швидкості гальмування. Кількість виконуваних екстрених гальмувань відповідала однаковою сумарному гальмівному шляху для всіх досліджуваних легкових автомобілів.

Теоретичні значення відносного зносу поверхонь спряження «фрикційна накладка-диск» для гальм досліджуваних легкових автомобілів (рис. 2), одержані за допомогою вище поданих залежностей, показано у вигляді гістограм відносного зносу фрикційних поверхонь.

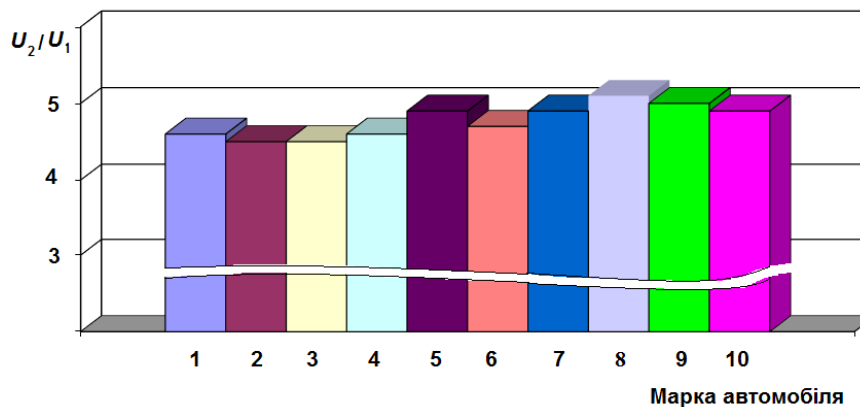


Рис. 2 – Діаграма залежності відносного зносу фрикційних поверхонь дискових гальмівних механізмів

1 – Fiat; 2 – Toyota; 3 – Hyundai; 4 – Mazda; 5 – Chevrolet; 6 – Audi; 7 – Daewoo;  
8 – Kia; 9 – Skoda; 10 – Ford



Ресурс дискових гальм будемо оцінювати за відносним зносом спряжених поверхонь тертя в однойменних точках виміру дискових гальм  $j$ -ої осі легкового автомобіля

$$\left( \frac{D_1}{D_2} \right)_j = \left( \frac{U_1}{U_2} \right)_j \quad (12)$$

де  $U_1$  – знос поверхні тертя диска гальмівного механізму;  $U_2$  – знос фрикційної накладки колодки гальмівного механізму;  $D_1$  – ресурс (строк служби) гальмівного диску;  $D_2$  – ресурс (строк служби) фрикційної накладки.

Аналіз гістограм (див. рис. 2) показує, що за однакових умов випробувань легкових автомобілів, гальмівні системи яких обладнано АБС, відносний знос дискових гальмівних механізмів (передньої осі) коливається в межах 4,5-5,1.

Оскільки, згідно з запропонованою залежністю (12) відносний ресурс гальмівних механізмів досліджуваних легкових автомобілів є величиною, оберненою до відносного зносу їх фрикційних поверхонь, то можна сказати, що за даних умов дослідження найменший строк служби дискових гальм, що становить 180000 км для автомобілів Toyota і Hyundai, характеризується значенням 0,222, а найбільший 204000 км для автомобілів Kia відповідатиме меншому значенню, 0,196.

Отже, за строку служби фрикційної накладки, рівному 40000 км пробігу автомобіля, обладнаного АБС, ресурс диску гальмівних механізмів автомобілів Fiat і Mazda становить 184000 км, для Toyota і Hyundai – 180000 км, для Audi – 188000 км, для Chevrolet, Daewoo і Ford – 196000 км, для Skoda – 200000 км, для Kia – 204000 км.

#### **Висновки.**

Відносний ресурс гальмівних механізмів досліджуваних легкових автомобілів є величиною, оберненою до відносного зносу їх фрикційних поверхонь.

За даних умов дослідження найменший відносний ресурс дискових гальм для автомобілів Toyota і Hyundai характеризується більшим значенням 0,222, а найбільший ресурс для автомобілів Kia значенням меншим, 0,196.

#### **Перспективи подальших досліджень**

Результати роботи можуть бути використані для дослідження та прогнозування ресурсу дискових гальм легкових автомобілів з урахуванням умов експлуатації автомобілів

#### **Список літератури**

1. Nazarov A., ShpindaYe, Sergienko N., Pogorilyi I. Relative increase of the resource of disc brakes of motor vehicles. Матеріали XXVI міжнародної науково-технічної конференції «Транспорт, екологія – стійкий розвиток», (8-10 жовтня 2020 г.), Варна. – С. 91- 99.
2. Назаров О.І. Оцінка зносостійкості фрикційних поверхонь дискових гальм легкових автомобілів: зб. наук. праць / О.І. Назаров, С.І. Кривошапов, В.А. Цибульський, М.Є. Сергієнко. – Вісник НТУ «ХПІ». Серія Автомобіле та тракторобудування. №2. – 2021. – С. 34-42.
3. Sergienko N., Medvediev N., Grabovskiy A., Sergienko A., Pavlova N., Basova Ye., Gubskiy S. Load and wear of the open hinge of the tractor caterpillar drive // International Journal of Mechatronics and Applied Mechanics, 2022, Issue 12, pp.12-20. dx.doi.org/10.ijomam/issue12.2.
4. Кондрашов С.И., Сергиенко Н.Е., Маренич А.Н., Павлова Н.Н. Взаимодействие систем оценки состояния водителя и экстренного торможения автомобиля // Вестник ХНАДУ и Северо-Восточного научного центра Транспортной академии Украины. Сборник научных трудов. – Харьков, ХНАДУ. – 2016. – Вып. 75. – С. 63-67.
5. Назаров О.І., Назаров І.О., Волощук В.В., Сергієнко М.Є. Оценка энергонагруженности тормозных механизмов легкового автомобиля // Вестник НТУ „ХПИ”. Сборник научных трудов. Тематический выпуск „Автомобиле- и тракторостроение”. – Харьков: НТУ „ХПИ”. – 2012. – №60(966). – С.112-119.
6. Назаров О.І., Кривошапов С.І., Сергієнко М.Є. Оцінка відносного зносу фрикційних поверхонь дискових гальмівних механізмів легкових автомобілів // Вісник НТУ „ХПІ”. Зб. н. праць. Серія: Автомобіле- і тракторобудування. – 2022. – №1. – С. 26-34. DOI: 10.20998/2078-6840.2022.1.04.
7. Назаров О.І., Кривошапов С.І., Сергієнко М.Є. Залежність зносу дискових гальм від величини гальмівного шляху легкових автомобілів // Науковий журнал Луцького національного технічного університету. Серія:

- Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. – Луцьк: ЛНТУ, 2022. - Т.2 №19(2022). – С.131-140. DOI: 10.36910/automash.v2i19.911.
8. Подригало М.А., Назаров А.И., Назаров И. А., Сергиенко Н.Е. Оценка функциональной способности регуляторов тормозных сил с «восходящей» характеристикой в стендовых условиях // Вестник НТУ „ХПИ”. Сборник научных трудов. Тематический выпуск „Автомобиле- и тракторостроение”. – Харьков: НТУ „ХПИ”. – 2012. – №60(966). – С.112-119.
  9. Назаров И.А., Сергиенко Н.Е. Усовершенствование методики оценки тормозных свойств легковых автомобилей // Вісник НТУ „ХПІ”. 36. н. праць. Серія: Транспортне машинобудування. – 2017. – №14 (1236). – С. 41-50.
  10. Banik, I., Nandi, A.K. and Mondal, B. (2023), "Finding a generic fixed brake force distribution through optimizing hydraulic brake system parameters to prevent wheel lock", World Journal of Engineering, Vol. ahead-of-print No. ahead-of-print. <https://doi.org/10.1108/WJE-04-2023-0106>.
  11. Н. Ярещенко, «Довгострокове прогнозування швидкостей руху на автомобільних дорогах»: автореф. дис. на здобуття ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.11 «Автомобільні шляхи та аеродроми», Харків. нац. техн. ун-т, Харків, 1999.
  12. Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження дорожніх транспортних засобів категорій М, N, і O стосовно гальмування (Правила ЕЭК ООН N 13-09:2000, IDT): ДСТУ UN/ECER 13-09-2002. [Чинний від 01.07.2005]. Офіц. вид. (Державний стандарт України).
  13. Колісні транспортні засоби. Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання (БЗ №11-12-2010/436): ДСТУ 3649: 2010. – Офіц. вид. – [Чинний від 28.11.2010]. – К.: Держспоживстандарт України, 2011. – 26 с. – (Національний стандарт України).
  14. Конструктивна зносостійкість вузлів тертя гідромашин. – Ч. 2. – Методологія моделювання межового змашування в гідромашинах: Монографія /В.А. Войтов. – Харків: Центр Леся Курбаса, 1997. – 152 с.
  15. Потенційна можливість реалізації прищощення вповільнення легковими автомобілями під час екстреного гальмування в різних експлуатаційних умовах / Назаров О.І., Шпінда Є.М. // Наукові нотатки: [міжвуз. зб. наук. праць]. – Луцьк, 2019. – №64. – С.81-86.
  16. Shang M. Braking force dynamic coordinated control for hybrid electric vehicles / [M. Shang, L. Chu, J. Guo, Y. Fang, F. Zhou] // in Proceedings of the 2nd IEEE International Conference on Advanced Computer Control (ICACC '10). – Shenyang, China. – 2010. – vol. 4. – Pp. 411–416.
  17. Nazarov A., Krivoshepov S., Misyura N., Belov V., Zuiev V., Nazarov I., Sergiyenko N. Investigation of the Rational Area of Friction Surfaces in Contact of Friction Linings for Disc Brakes of Passenger Cars, SAE Technical Paper 2021-01-1295, 2021, <https://doi.org/10.4271/2021-01-1295>.
  18. Назаров О.І. Залежність зносу дискових гальм від величини гальмівного шляху легкових автомобілів: [збірник н. праць «Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті»] / О.І. Назаров,
  1. С.І. Кривошапов, М.Є. Сергієнко – Луцьк: ЛНТУ, 2022. – СТМТ. – №2(19). – С. 131-140.

#### References (transliterated)

1. Nazarov A., Shpinda Ye., Sergiyenko N., Pogoriliy I. Otnositel'noye povysheniye resursa diskovykh tormozov avtomobiley. Materialy KHKHVI mezhnatsional'noy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii «Transport, ekologiya – stiykiy razvitok», (8-10 oktyabrya 2020 g.), Varna. – S. 91- 99.
2. Nazarov O.I. Otsenka prochnosti friktsionnykh poverkhnostey diskov legkovykh avtomobiley: zb. nauk. prats' / O.I. Nazarov, S.I. Krivoshepov, V.A. Tsibul'skiy, M.É. Sergiĕnko. – Вісник НТУ «ХПІ». Seriya Avtomobil' i traktorostroyeniye. №2. – 2021. – S. 34-42.
3. Sergiyenko N., Medvedev N., Grabovskiy A., Sergiyenko A., Pavlova N., Basova Ye., Gubskiy S. Nagruzka i iznos otkrytogo sharnira gusenichnogo privoda traktora // Mezhdunarodnyy zhurnal mekhatroniki i prikladnoy mekhaniki. 2022, Vypusk 12, str.12-20. [dx.doi.org/10.ijomam/issue12.2](https://doi.org/10.ijomam/issue12.2).
4. Kondrashov S.I., Sergiyenko N.Ye., Marenich A.N., Pavlova N.N. Sistemy vzaimnogo vozdeystviya otslezhivayut sostoyaniye voditelya i ekstreynoye tormozheniye avtomobilya // Vestnik KHNADU i Severo-Vostochnogo nauchnogo tsentra Transportnoy akademii Ukrainy. Sbornik nauchnykh trudov. – Khar'kov, KHNADU. – 2016. – Vyp. 75. – S. 63-67.
5. Nazarov O.I., Nazarov I.O., Voloshchuk V.V., Sergiĕnko M.E. Otsenka energonagruzhennosti tormoznykh pokazateley legkovogo avtomobilya // Vestnik NTU «KHPI». Sbornik nauchnykh trudov. Tematicheskyy vypusk «Avtomobile- i traktorostroyeniye». – Khar'kov: NTU «KHPI». – 2012. – №60(966). – S.112-119.
6. Nazarov O.I., Krivoshepov S.I., Sergiĕnko M.É. Otsenka vneshnego iznosa friktsionnykh poverkhnostey diskovykh tormozov legkovykh avtomobiley // Вісник НТУ «ХПІ». Zb. n. prats'. Seriya: Avtomobil' i traktorostroyeniye. – 2022. – №1. – S. 26-34. DOI: 10.20998/2078-6840.2022.1.04.
7. Nazarov O.I., Krivoshepov S.I., Sergiĕnko M.E. Zalezhnost' nosa diskovykh avtomobiley ot krupnykh gal'movykh shlyakh legkovykh avtomobiley // Nauchnyy zhurnal Lutskogo natsional'nogo tekhnicheskogo universiteta. Seriya: Chastnyye tekhnologii v mashinostroyenii i transporte. – Lutsk: LNTU, 2022. – Т.2 №19(2022). – S.131-140. DOI: 10.36910/automash.v2i19.911.

8. Podrigalo M.A., Nazarov A.I., Nazarov I. A., Sergienko N.Ye. Otsenka funktsional'noy sposobnosti regulyatorov tormoznykh sil s «vosstanovleniyem» kharakteristiki v stendovykh usloviyakh // Vestnik NTU «KHPÍ». Sbornik nauchnykh trudov. Tematicheskyy vypusk «Avtomobile- i traktorostroyeniye». – Khar'kov: NTU «KHPÍ». – 2012. – №60(966). – S.112-119.
9. Nazarov I.A., Sergienko N.Ye. Usovershenstvovaniye metodiki otsenki tormoznykh svoystv legkovykh avtomobiley // Vísnik NTU «KHPÍ». Zb. n. prats'. Seriya: Transportne mashinostroyeniye. – 2017. – №14 (1236). – S. 41-50.
10. Banik I., Nandi A.K. i Mondal, B. (2023), «Nakhozhdeniye obshchego fiksirovannogo raspredeleniya tormoznykh sil posredstvom optimizatsii parametrov gidravlicheskoj tormoznoy sistemy dlya predotvrashcheniya blokirovki koles», World Journal of Engineering, Vol. Pered pechat'yu Net. Pered pechat'yu. <https://doi.org/10.1108/WJE-04-2023-0106>.
11. N. Yarechenko, «Dovgostrokove prognozirovaniye skorosti dvizheniya rukhu na avtomobil'nykh dorogakh»: avtoref. dis. na stupen'ke kand. tekhn. nauk: spets. 22.05.11 «Avtomobil'nyye shlyakhi ta aerodromy», Khar'kov. nats. tekhn. un-t, Khar'kov, 1999.
12. Ėdini tekhnicheskkiye pripisi o ofitsial'nom utverzhdenni dorozhnykh transportnykh sredstv kategoriy M, N, i O stosovno gal'muvannya (Pravila YEEK OON N 13-09:2000, IDT): DSTU UN/ECER 13-09-2002. [Chinniy ot 01.07.2005]. Ofits. vid. (Derzhavniy standart Ukrainy).
13. Kollektivnyye transportnyye sredstva. Vozmozhnyye prichiny beznadezhnosti tekhnicheskogo stana i metodov kontrolya (BZ №11-12-2010/436): DSTU 3649: 2010. – Ofits. vid. – [Chinniy ot 28.11.2010]. – K.: Gospozhivstandart Ukrainy, 2011. – 26 s. – (Natsional'nyy standart Ukrainy).
14. Konstruktivnaya prochnost' uzlov tertya gidromashin. – CH. 2. – Metodologiya modelirovaniya mezhhovogo izmereniya v gidromashinakh: Monografiya /V.A. Voytov. – Khar'kov: Tsentri Lesya Kurbas, 1997. – 152 s.
15. Potentsial'naya vozmozhnost' realizatsii prirashcheniya povysheniya legkovykh avtomobiley vo vremya ekstrennogo otpuska v razlichnykh ekspluatiruyemykh umakh / Nazarov O.I., Shpinda I.M. // Naukoví notki: [mízhvuz. zb. nauk. prats']. – Lutsk, 2019. – №64. – S.81-86.
16. Shan M. Dinamicheskoye koordinirovannoye upravleniye tormoznoy siloy dlya gibridnykh elektromobiley / [M. Shan, L. Chu, Dzh. Go, YU. Fan, F. Chzhou] // V materialakh 2-y Mezhdunarodnoy konferentsii IEEE po usovershenstvovannomu komp'yuternomu upravleniyu (ICACC '10). – Shen'yan, Kitay. – 2010. – vyp. 4. – S. 411–416.
17. Nazarov A., Krivoschapov S., Misyura N., Belov V., Zuyev V., Nazarov I., Sergiyenko N. Issledovaniye ratsional'noy ploshchadi poverkhnostey treniya pri kontakte friktsionnykh nakladok diskovykh tormozov legkovykh avtomobiley, SAE. Tekhnicheskyy dokument 2021-01-1295, 2021, <https://doi.org/10.4271/2021-01-1295>.
18. Nazarov O.I. Zalezhnost' diskovykh avtomobiley ot krupnykh avtomobil'nykh shlyakh legkovykh avtomobiley: [zbírník n. prats' «Sluchaynyye tekhnologii v mashinostroyenii i transporte» / O.I. Nazarov, S.Í. Krivoschapov, M.Ė. Sergiĕnko – Lutsk: LNTU, 2022. – STMT. – №2(19). – S. 131-140.

*Надійшла (received) 01.11.2023*

*Відомості про авторів / About the Authors*

**Назаров Олександр Іванович (Nazarov Aleksandr)** – к.т.н., доцент кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна <https://orcid.org/0000-0002-9214-7506>, e-mail: [hefer64@ukr.net](mailto:hefer64@ukr.net)

**Кривошапов Сергій Іванович (Krivoschapov Sergey)** – кандидат технічних наук, доцент кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна; <https://orcid.org/0000-0003-4605-6790>, e-mail: [tesa@khadi.kharkov.ua](mailto:tesa@khadi.kharkov.ua)

**Сергієнко Микола Єгорович (Sergienko Mykola)** – кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобіле- і тракторобудування, Харківський національний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; <https://orcid.org/0000-0001-5168-1924>, e-mail: [nesergienko@gmail.com](mailto:nesergienko@gmail.com)

**Павлова Наталія Миколаївна (Pavlova Nataliya)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», асистент кафедри інформаційно-вимірювальних технологій і систем; м. Харків, Україна; <https://orcid.org/0000-0002-0621-1365>; e-mail: [npavlovann@gmail.com](mailto:npavlovann@gmail.com)

**Іванченко Євген Іванович (Ivanchenko Evgeny)** – магістр, автомобільний факультет, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна; e-mail: [jeka131305@gmail.com](mailto:jeka131305@gmail.com)

**Кулай Володимир Павлович (Kulai Volodymyr)** – аспірант кафедри Галузевого машинобудування та мехатроніки, Навчально-науковий інститут інформаційних технологій та робототехніки «Полтавська політехніка ім. Ю. Кондратюка», м. Полтава, Україна; e-mail: [LuKum339@gmail.com](mailto:LuKum339@gmail.com)

***В.Д. ДАНИЛЕНКО, В.Ю. ТКАЧОВ, А.П. КОЖУШКО, О.М. ГОРБОВ***

## **ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЙНОГО ВИБОРУ СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ ЕЛЕКТРОТРАКТОРА**

Технічно обґрунтовано вибір електричного двигуна та конструкційної схеми силової установки при побудові електротрактору малого тягового класу. Використано методіку, яка дозволила проаналізувати існуючі електричні двигуни, що використовуються в електричних приводах суміжних галузей промисловості, а також виконано технічне обґрунтування схемного рішення силової установки електричного трактора. Результатом є обґрунтований вибір синхронного двигуна з постійними магнітами, синхронного реактивного двигуна та асинхронного двигуна, як тих що доцільно впроваджувати в електротрактор. Практична значимість роботи полягає у технічному обґрунтуванні вибору схемного рішення для формування електричної силової установки для малопотужних тракторів.

**Ключові слова:** колісний трактор, електричний двигун, трансмісія, механічна характеристика, ефективність, конструкційна схема.

***V. DANYLENKO, V. TKACHOV, A. KOZHUSHKO, O. HORBOV***

## **JUSTIFICATION OF THE DESIGN CHOICE THE ELECTRIC TRACTOR POWER PLANT**

In the conditions of deterioration of the environment due to emissions and reduction of fossil fuel reserves in various industrial sectors, the transfer of funds to alternative clean energy is a promising way. This development encourages the modernization not only of automobiles, but also of other specialized vehicles, such as wheeled tractors. In agriculture, tractors of various traction classes are used for traction and transport work. Today, the development of electric drive construction technology is advisable to implement in small-class tractors, which are intended for inter-row processing of row crops, plowing light soils in gardens and greenhouses, for working with a mower, as well as for small transport works. Therefore, the material of this article aims to provide a technical justification for the choice of an electric motor and a structural scheme of a power plant when building an electric tractor of a small traction class. When solving the set goal, a technique was used that allowed to analyze the existing electric motors used in electric drives of related industries, as well as a technical substantiation of the schematic solution of the power plant of an electric tractor was performed. The result is a justified choice of a synchronous motor with permanent magnets, a synchronous jet motor and an asynchronous motor, as those that should be implemented in an electric tractor. The practical significance of the work lies in the technical justification of the choice of a circuit solution for the formation of an electric power plant for low-power tractors.

**Key words:** wheeled tractor, electric motor, transmission, mechanical characteristics, efficiency, design.

**Вступ.** В умовах погіршення навколишнього середовища викидами та зменшенням запасів вичопного палива в різних промислових галузях перспективним шляхом є переведення засобів на альтернативну чисту енергію. Такий розвиток спонукає до модернізації не тільки автомобільною, а й інших спеціалізованих засобів, таких як колісні трактори. В сільському господарстві використовуються трактори різних тягових класів для виконання тягових і транспортних робіт. Сьогодні розвиток технології побудови електроприводу доцільно впроваджувати в трактори малих класів, які призначені для міжрядної обробки просапних культур, оранки легких ґрунтів в садах і теплицях, для роботи з косаркою, а також для дрібних транспортних робіт.

У порівнянні з традиційними (оснащеними двигунами внутрішнього згорання) тракторами виключно електричні трактори мають компактну структуру, максимальний крутний момент на низьких обертах та високу ефективність роботи. Електрифікація досягла високої позначки в автомобільній промисловості, що стало поштовхом для поширення її і на тракторобудівну галузь. Виробники обладнання по всьому світу експериментують із різноманітними технологіями електричного приводу для вдосконалення сучасної техніки.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** На сьогоднішній день більшість виробників сільськогосподарських тракторів запропонували концепти на електричній (або гібридній) тязі [1]: Fendt, John Deere; Kramer, Escorts Farmtrac, Case, Rigitrac, JCB, ХТЗ і т.і. Більшість з цих

виробників впроваджують електричний привод на малопотужні трактори, що, на їх думку, повинно надати стрімкого розвитку фермерського господарства.

Впровадження електричного приводу в засоби автомобільної галузі більш широко окреслено, ніж для тракторної. Так, в роботі [2] надано характеристики існуючих електричних двигунів в розрізі їх впровадження в електромобіль. В роботі [3] представлена концепція проектування та моделювання електричної силової установки, враховуючи електромагнітні, теплові та механічні складові. Що стосується керування електричної установки, то робота [4] вигідно відрізняється від класичних, адже в ній на основі їздових циклів показана узгоджена робота двох електричних двигунів.

Огляд сучасного стану електричних силових установок тракторів і сільськогосподарських машин наведено в роботі [5], де представлено, що використання електричних приводів машин призводить до підвищення енергоефективності, а також забезпечує універсальність сільської діяльності. Зростає кількість робіт, в яких відбувається підбір електричних двигунів для заміни двигуна внутрішнього згоряння в малопотужних тракторах. Так, в роботах [6, 7] розглядається можливість експлуатації сільськогосподарських малопотужних тракторів, що працюють з використанням двигуна постійного струму; асинхронного двигуна [8, 9]; безщіткового двигуна постійного струму [10 – 12]; синхронного двигуна [13 – 16].

Таким чином, незважаючи на збільшення робіт щодо пошуку альтернатив для заміни звичайних тракторів з двигуном внутрішнього згоряння на електричні аналоги, цей аспект все ще залишається не розкритим, що змушує до додаткових досліджень у цій галузі. Крім того, серед прототипів немає жодного підходу до проектування схемного рішення силової установки електротрактора.

**Мета дослідження, постановка задачі.** Метою роботи є технічне обґрунтування вибору електричного двигуна та конструкційної схеми силової установки при побудові електротрактору малого тягового класу. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

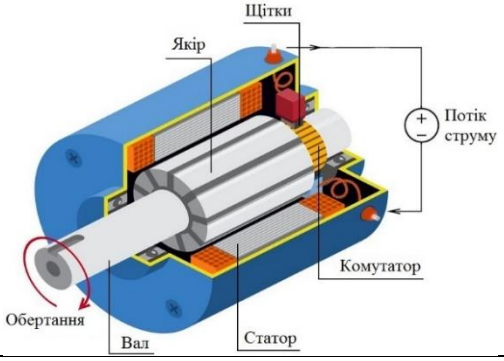
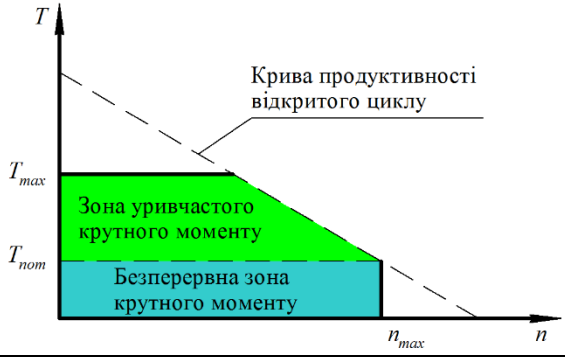
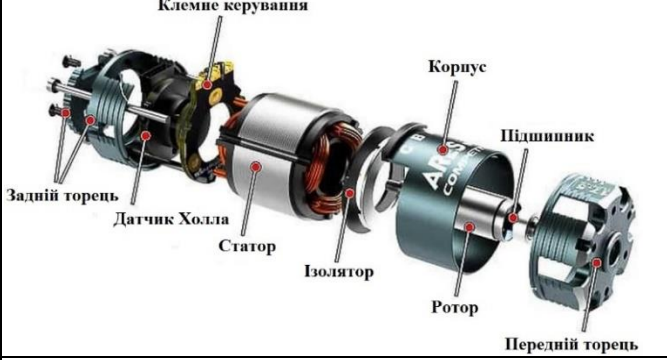
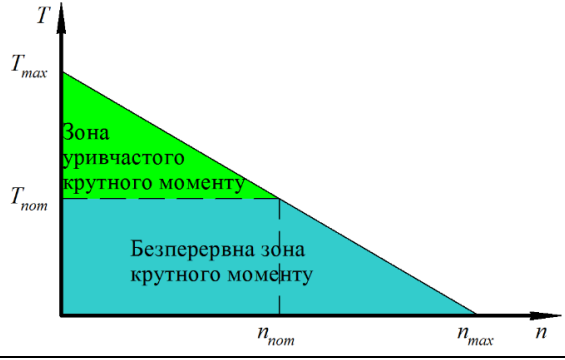

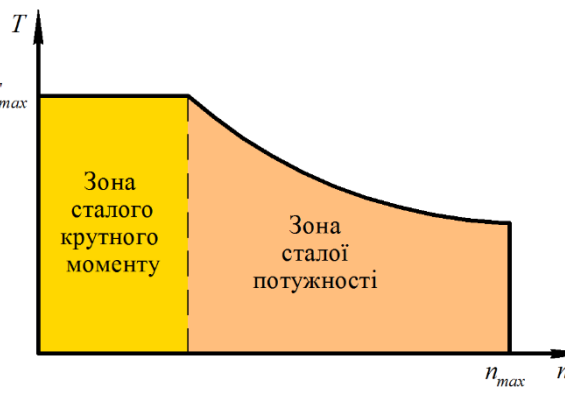
- аналіз видів електричних двигунів;
- обґрунтування вибору схемного рішення силової установки електротрактора.

**Вибір електричного двигуна.** Розвиток технологій електричного приводу дозволив підвищити технічний рівень таких складових, як: твердотільні пристрої накопичення енергії; використання високоякісних матеріалів при побудові двигунів; силових мікроконтролерів. Це сприяло створенню нових енергоефективних і високопродуктивних електроприводів. Основною частиною електроприводу є електричний двигун, який, для автомобілебудування, повинен відповідати таким основним вимогам [17]:

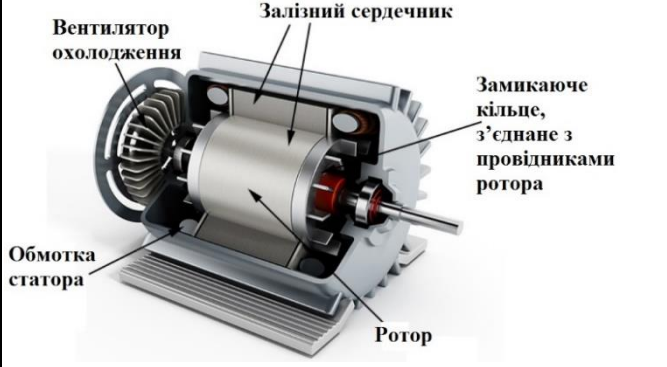
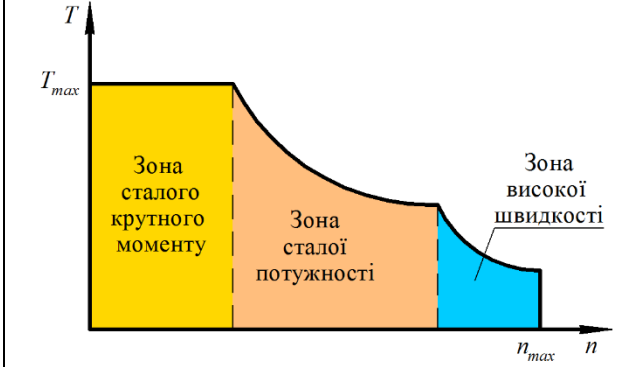

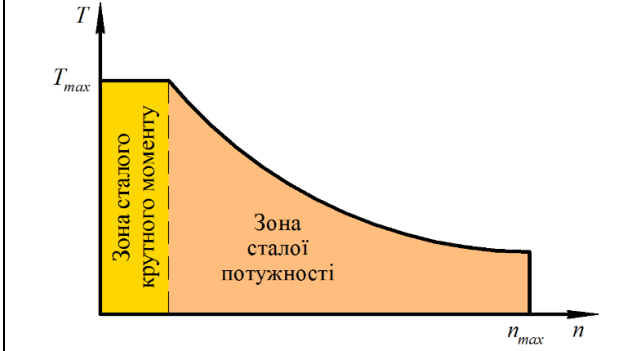

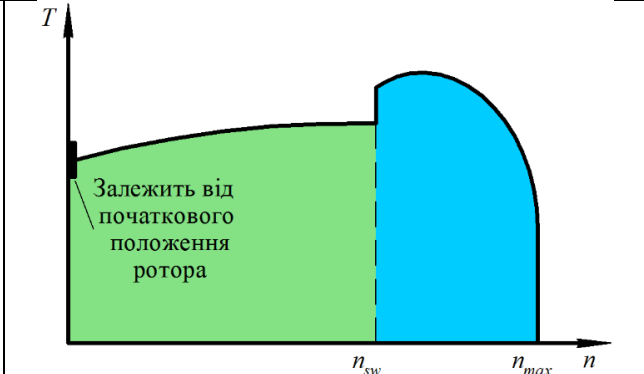
- висока миттєва потужність і висока щільність потужності (час передачі енергії);
- низька пульсація крутного моменту;
- висока ефективність (ККД) у повному діапазоні швидкостей;
- надійність і міцність на різних режимах роботи;
- низька вартість.

Впровадження електричного приводу в електричні та гібридні автомобілі значним чином відрізняється від тракторних (або промислового спрямування). Відмінності полягають у галузевих обмеженнях транспортних засобів та експлуатаційних характеристиках. Електричні двигуни, які використовуються в електричних та гібридних автомобілях вимагають частих пусків та зупинок, високих динамічних показників (прискорення і уповільнення), високого крутного моменту при розгоні або при подоланні підйому, низького крутного моменту на високій швидкості руху, а також зміни в широкому діапазоні швидкостей. Сьогодні існує декілька технологій впровадження електроприводу, які різняться за ефективністю та ціною, що впливає на вибір електродвигунів виробниками. В табл. 1 представлено найцікавіші архітектури електродвигунів у сучасній автомобільній промисловості, які можливо розглянути при впровадженні їх в тракторобудівну галузь.

Таблиця 1 – Види електродвигунів у сучасній промисловості

Конструкційні особливості	Механічна характеристика
1	2
<b>Щітковий двигун постійного струму (Brushed DC Motor)</b>	
	
<p><i>Перевагою</i> цих двигунів є здатність забезпечувати максимальний крутний момент на низьких швидкостях; лінійна механічна характеристики. <i>Недоліком</i> є масо-габаритні характеристики; низька теплопровідність; ефективність. Тепло важко відводити, оскільки воно утворюється в центрі ротора, через ці причини щіткові двигуни постійного струму більше не використовуються на автомобілях.</p>	
<b>Безщітковий двигун постійного струму (Brushless DC Motor)</b>	
	
<p><i>Переваги:</i> високий пусковий момент, високий ККД (близько 95 – 98%) і придатні для проектування з високою щільністю потужності. Безщіточні двигуни є найбільш переважними двигунами для застосування в електромобілях малого класу завдяки своїм тяговим характеристикам. <i>Недоліком</i> є короткий постійний діапазон потужності, зменшення крутного моменту зі збільшенням швидкості, висока вартість через наявність в постійних магнітів.</p>	
<b>Синхронний двигун з постійними магнітами (Permanent Magnet Synchronous Motor)</b>	
	
<p><i>Перевага</i> цього двигуна полягає в тому, що він може працювати в різних діапазонах швидкостей без використання редукторної системи; має високий ККД та щільність потужності; компактний; може застосовуватись в колесах. Він має високий крутний момент навіть на дуже низьких швидкостях. <i>Недоліком</i> є його вартість.</p>	

закінчення таблиці 1

1	2
<b>Асинхронні двигуни (Induction Motor)</b>	
	
<p><i>Переваги:</i> ефективність (ККД 92 – 95%); низька вартість; висока щільність потужності; надійність, що дозволяє працювати в агресивному середовищі. <i>Недолік</i> полягає в тому, що для отримання високої ефективності потрібна складна інверторна схема, окрім цього керування двигуном ускладнено.</p>	
<b>Імпульсний реактивний двигун (Switched Reluctance Motor)</b>	
	
<p><i>Переваги:</i> низька вартість; широкий діапазон швидкостей; висока ефективність; проста і надійна конструкція; простота управління; відмовостійка робота перетворювача; нечутливий до високих температур. Найбільшими <i>недоліками</i> двигуна є висока пульсація крутного моменту; складність керування та певні проблеми з шумом.</p>	
<b>Синхронний реактивний двигун (Synchronous Reluctance Motor)</b>	
	
<p><i>Переваги:</i> низька вартість; висока ефективність (ККД 92 – 96%); високий крутний момент; нечутливий до високих температур; простота керування та легка можливість ослаблення магнітного поля; короткий час перевантаження; проста і надійна конструкція. <i>Недоліки:</i> низький коефіцієнт потужності; низький діапазон швидкості; пульсації крутного моменту.</p>	

\*  $T$  – крутний момент;  $n$  – частота обертання.

Робота сучасного електродвигуна у складі тягових електроприводів вимагає використання сучасних інверторів та контролерів. Такі засоби будуються на базі силового транзистору типу

IGBT (біполярні транзистори з ізольованим затвором). Його основною метою є запобігання виникненню перевантажень в електричній системі, адже він застосовується при роботі з високими напругами (більше 1000 В). Використання IGBT в системах керування тяговими електроприводом забезпечує високий ККД, високу плавність ходу машини і можливість застосування рекуперативного гальмування практично на будь-якій швидкості. Аналізуючи механічну характеристику популярних електродвигунів (табл. 1), які використовуються в сучасних тягових електроприводах, виділяється синхронний двигун з постійними магнітами (PMSM), висока ефективність та питома потужність якого дозволяє його широко використовувати у силовому приводі електротрактора. Але використання таких двигунів обмежується високою ціною, що надає підстави до знаходження економічної та/або технічної його доцільності. Завдяки оптимальній комутації двигуна PMSM він характеризується більшою щільністю крутного моменту в порівнянні з безщітковими двигунами постійного струму (BLDC). Крім того, завантажувальна здатність BLDC на вищій швидкості нижча порівняно з асинхронні двигуни (IM) та PMSM, але його щільність потужності висока на відмінно від IM і дешевша порівняно з PMSM. Також слід виділити те, що BLDC і PMSM мають високий акустичний шум.

Також слід виокремити двигуни IM, які мають широку зону сталого крутного моменту двигуна (як і PMSM). Дані двигуни є найбільш апробованими та дослідженими, адже близько 80% електродвигунів в індустріальному світі є асинхронними. І якщо вартість двигуна є прийнятною, то використання сучасного інвертора (який дозволяє перейти з постійного струму на змінний DC-AC) значно підвищує вартість такого приводу. Позитивним чином виділяється синхронний реактивний двигун (SynRM) або вентильний реактивний двигун, який має високе співвідношення крутного моменту до струму та низьку вартість. Порівнюючи окреслені вище двигуни відзначимо, що врахування вимог до тягових засобів передбачає наступні показники: високий крутний момент і питому потужність; низьку пульсацію крутного моменту; широкий діапазон швидкостей (якщо усунути трансмісію); мати компактний розмір та меншу масу. Зіставляючи характеристики SynRM можна відмітити, що при відсутності магнітів запуск і керування електроприводом забезпечується силовою електронікою, яка спрощується на відміно від PMSM та BLDC шляхом простішого векторного управління. Це обумовлено наявністю в SynRM одного вектора поля статора, який керується залежно від кута положення ротора, а також немає необхідності в ослабленні потоку шляхом введення негативної складової струму. Усунення магнітів в SynRM дозволяє позбутися напруги зворотної ЕДС, що індукуються в статорі. Також необхідно відмітити, що SynRM має набагато сильнішу вібрацію, ніж PMSM. В порівнянні з IM в SynRM при зменшенні втрат в роторній клітці досягається підвищення ефективності та габаритні якості. IM та SynRM мають найнижчу щільність потужності, ніж PMSM [18].

Таким чином, впровадження того або іншого типу електричного двигуна обумовлюється перш за все вимогами до тягового засобу. Згідно з огляду типів електричних двигунів доцільно використовувати IM, SynRM та PMSM, як силову установку електротрактора.

**Схемне рішення силової установки електротрактора.** Впровадження електричного приводу в тягово-транспортну машину (якою є трактор) обумовлюється перш за все значно вищою ефективністю електричного двигуна в порівнянні з двигуном внутрішнього згорання. Проте така модернізація зумовлює певні перешкоди, які пов'язані з накопиченням енергії, тому сьогодні проводяться поглиблені дослідження щодо збільшення якості акумуляторних батарей в електричних транспортних засобах. За своїм функціоналом колісний трактор повинен виконувати тягові операції, на основі цього йде поділ на малопотужні (класи тяги: 0,2; 0,6 та 0,9), середньопотужні (класи тяги: 1,4; 2,0 та 3,0) та великопотужні (класи тяги: 4,0 і більше). З огляду на сьгоднішній розвиток впровадження електроприводу доцільно його проводити на малопотужних тракторах.

Малопотужні трактори призначені для механізації трудомістких робіт у комплексі зі змінними навісними, напівнавісними та причіпними сільськогосподарськими знаряддями та



агрегатами (передпосівна обробка ґрунту, посів, догляд за посівами, посадка овочів, міжрядна обробка польових культур та садів, збирання сіна тощо), транспортування різних вантажів, під монтаж вантажного обладнання для механізації вантажно-розвантажувальних робіт у сільському господарстві, промисловості, будівництві та комунальному господарстві. Зважаючи на такий широкий спектр робіт виникає необхідність обґрунтування вибору схемного рішення силової установки електротрактора. На рис. 1 показані можливі варіації конструкційної будови силової установки трактора на електричній тязі.

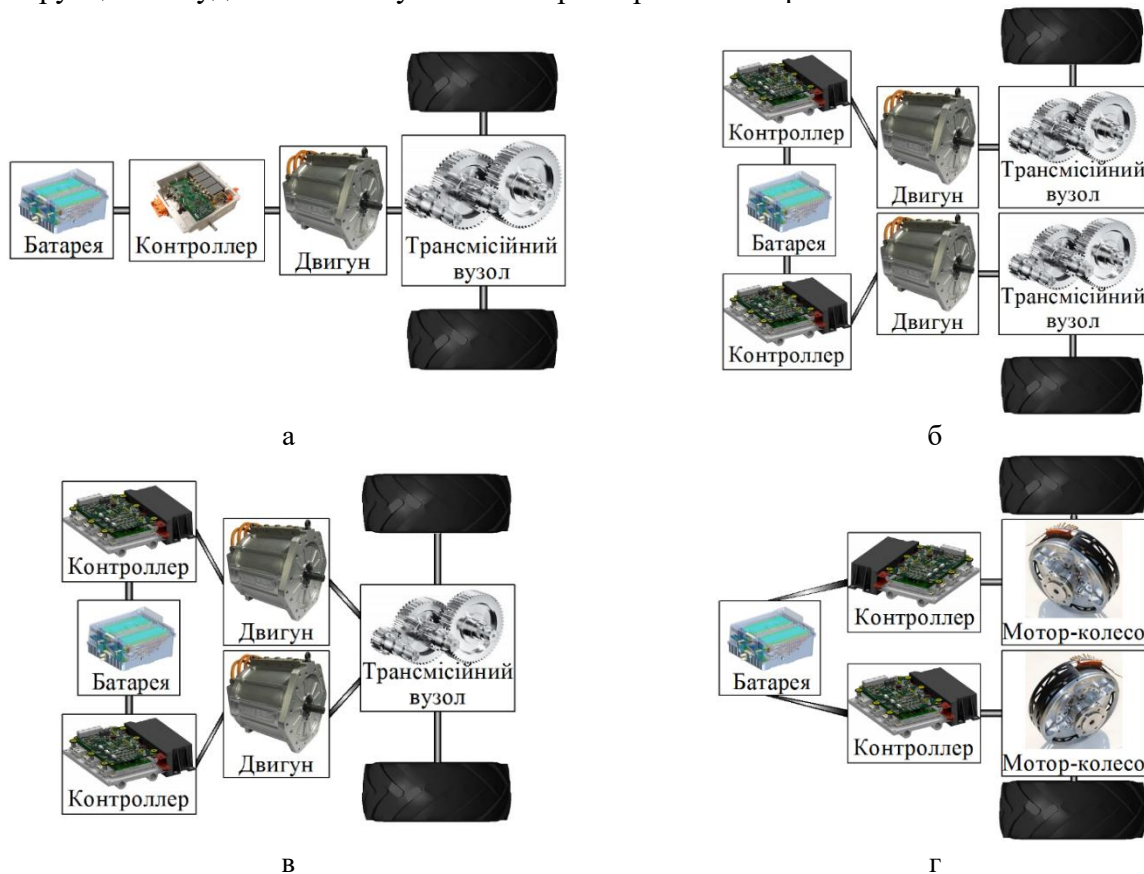


Рисунок 1 – Можливі схемні рішення силової установки малопотужних тракторів (4К2):  
а – схема №1; б – схема №2; в – схема №3; г – схема №4;

Обґрунтування вибору:

- **Схема №1.** Окреслена варіація є найбільш очікуваною та простою, вона не вимагає поглиблених конструкційних рішень. Така схема є найбільш розповсюджена і дає можливість використовувати електричний двигун будь-якого типу [11, 19 – 21]. *Переваги:* легкість розробки (підбір електричного двигуна ґрунтується на характеристиках двигуна внутрішнього згоряння); легка адаптивність до виконання сільськогосподарських робіт; наявність заднього валу відбору потужності (ВВП). *Недоліки:* за рахунок широкого діапазону швидкостей і швидкій реакції електричних двигунів на крутний момент з'являється недоцільність використання багатоступеневих трансмісій; заміна елементів двигуна внутрішнього згоряння на компоненти електричної силової установки не завжди урівноважуються за масою, що сприяє збільшенню габаритних розмірів та ваги; така конструкція унеможлиблює встановлення класичного переднього ВВП.

- **Схема №2.** Дана конструкція відома завдяки інтеграції її на автомобілі Tesla Model S. *Переваги:* підвищені показники надійності та простота конструкції за рахунок зменшення кількості механічних складових [22]; адаптованість роботи трактора, оскільки дозволяє незалежно контролювати швидкість і крутний момент кожного колеса; встановлення менш потужних електричних двигунів на відмінно від Схеми №1. *Недоліки:* неможливість роботи ВВП, як переднього, так і заднього; складність керування електричними двигунами.

- **Схема №3.** За основу цієї конструкції взято двопоточні трансмісії, де як «Трансмісійний вузол» виступає планетарний механізм [23]. *Переваги:* широкий діапазон зміни швидкостей; швидка реакція двигунів за крутним моментом; зменшення розмірів трансмісійного вузла, що призводить до зменшення ваги та витрати енергії; наявність заднього валу відбору потужності ВВП. *Недоліки:* складність керування електричними двигунами; наявність циркуляції потужності, що обумовлена конструкційними особливостями двопоточними трансмісіями з диференціалом на виході; така конструкція унеможлиблює встановлення класичного переднього ВВП.

- **Схема №4.** На даний момент така конструкція не дуже широко представлена в тракторобудуванні. Більш широко воно окреслена в автомобілебудуванні [24]. *Переваги:* простота конструкції і висока надійність системи приводу за рахунок усунення трансмісійного вузла; незалежне керування колесами; незалежний контроль буксування коліс, що покращує стійкість та зменшує гальмівний шлях. *Недоліки:* збільшення невіднесеної маси трактора, що впливає на комфортабельність та керованість; неможливість роботи ВВП, як переднього, так і заднього; оскільки експлуатація трактора передбачає рух у важких умовах, то можливе зменшення ресурсу роботи двигунів.

Таким чином, найбільш перспективними схемами для формування електричної силової установки для малопотужних тракторів є Схема №1 та №3. Такий вибір обумовлено конструкційною можливістю роботи заднього ВВП. Але в такому випадку Схема №3 матиме складну систему керування, що збільшить вартість силової установки. Схема №2 має перспективу лише на тракторах, які використовуються тільки на транспортних роботах. Загальний конструкційний недолік схем силової установки електротрактора є неможливість встановлення переднього ВВП, що зумовлює до його майбутнього проектування.

**Висновки.** З огляду на проведений аналіз електричних двигунів, які використовуються в електроприводах, найбільш раціонально з точки зору характеристик є синхронний двигун з постійними магнітами (PMSM). Його основним недоліком є ціна, тому як альтернатива можна розглянути синхронний реактивний двигун (SynRM), який в останні часи набуває популярності, та асинхронний двигун (IM), ціна якого разом з керуючими пристроями також висока. Зважаючи на універсальність малопотужних тракторів, адже використовуються у комплексі зі змінними навісними, напівнавісними та причіпними сільськогосподарськими агрегатами, тому конструкція електричного трактора повинна враховувати роботу ВВП.

#### Список літератури

1. Кожушко А.П., Даниленко В.Д., Селевич С.Г. Аналіз розвитку трансмісійних установок сучасних колісних тракторів. *Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Сер. : Автомобіле- та тракторобудування.* 2022. № 2. С. 118 – 131. <https://doi.org/10.20998/2078-6840.2022.2.13>.
2. Sreeram k., Preetha P.K., Poornachandran P. Electric Vehicle Scenario in India: Roadmap, Challenges and Opportunities," *2019 IEEE International Conference on Electrical, Computer and Communication Technologies (ICECCT)*, Coimbatore, India, 2019. pp. 1 – 7. <https://doi.org/10.1109/ICECCT.2019.8869479>.
3. Domingues-Olavarría G., Márquez-Fernández F.J., Fyhr P., Reinap A., Andersson M., Alaküla M. Optimization of Electric Powertrains Based on Scalable Cost and Performance Models. *IEEE Transactions on Industry Applications.* 2019. vol. 55. № 1, pp. 751 – 764. <https://doi.org/10.1109/TIA.2018.2864943>.
4. Hu X., Li Y., Lv C., Liu Y. Optimal Energy Management and Sizing of a Dual Motor-Driven Electric Powertrain. *IEEE Transactions on Power Electronics.* 2019. vol. 34. № 8, pp. 7489 – 7501. <https://doi.org/10.1109/TPEL.2018.2879225>.
5. Moreda G.P., Muñoz-García M.A., Barreiro P. High voltage electrification of tractor and agricultural machinery – A review. *Energy Conversion and Management.* 2016. Vol. 115. pp. 117 – 131. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.02.018>.
6. Volpato C.E.S., de Paula V.R., Barbosa J.A., Volpato E.L. Evaluation of the operational viability of the use of electricity as a source of power in agricultural tractors. *American Society of Agricultural and Biological Engineers.* 2016. p. 1. <https://doi.org/10.13031/aim.20162458121>.
7. Ткачов В.Ю., Кожушко А.П. Імітаційне моделювання руху електротрактора з урахуванням експлуатаційних режимів роботи. *Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Сер. : Автомобіле- та тракторобудування.* 2023. № 1. С. 83 – 90. <https://doi.org/10.20998/2078-6840.2023.1.06>.
8. Rodrigues D.E., Teixeira M.M., Fernandes H.C., Modolo A.J., Rodrigues G.J. Desempenho de um microtrator

- utilizando-se motores com diferentes alternativas energéticas. *Acta Sci. Technol.* 2006. № 28, (1). pp. 55 – 63.
9. Dar A.L. An introduction to electric tractor. *Technical Report*. 2022. <https://doi.org/10.13140/RG.2.2.29165.26087>.
  10. Plizga K. Analysis of energy consumption by electric agricultural tractor model under operating conditions. *Agricultural Engineering*. 2021. Vol. 25. pp. 1 – 12. <https://doi.org/10.2478/agriceng-2021-0001>.
  11. Liu M., Xu L., Zhou Zh. Design of a Load Torque Based Control Strategy for Improving Electric Tractor Motor Energy Conversion Efficiency. *Mathematical Problems in Engineering*, 2016. Vol. 2016. <https://doi.org/10.1155/2016/2548967>.
  12. Слободян В. М. Обґрунтувати параметри та режими роботи електротрактора класу 0,6 на основних сільськогосподарських роботах : дис. ... канд. техн. наук : спец. 05.05.11 / Володимир Миколайович Слободян; наук. керівник Мироненко В. Г. ; Національна академія аграрних наук України національний науковий центр «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства». Глеваха, 2017. 134 с.
  13. Seo J.-M., Kim Y.-K., Jung I.-S., Jung H.-K. Permanent magnet synchronous motor for electric tractor of 35 horsepower. *IEEE ECCE Asia DownUnder*. 2013. pp. 560 – 565. <https://doi.org/10.1109/ECCE-ASIA.2013.6579153>.
  14. Jani S.N., Jamnani J.G. A comparative study of electric motor for low-power density electric vehicles. *Environmental Science and Pollution Research International*. 2023. <https://doi.org/10.1007/s11356-023-26320-x>.
  15. Rachcha A., Mishra A., Shinde K. Smart Electric Tractor. *Ijrasnet Journal For Research in Applied Science and Engineering Technology*. 2022. Vol. 10 (7). pp. 1145 – 1149. <https://doi.org/10.22214/ijrasnet.2022.46374>.
  16. Bianchi N., Bolognani S., Carraro E., Castiello M., Fornasiero E. Electric Vehicle Traction based on Synchronous Reluctance Motors. *IEEE Transactions on Industry Applications*. 2016. Vol. 52(6). pp. 1 – 8, <https://doi.org/10.1109/TIA.2016.2599850>.
  17. Taghavi S. Design of synchronous reluctance machines for automotive applications. *Engineering*, 2015, 195 p.
  18. Осадчук Ю.Г., Козакевич І.А., Ільченко Р.А. Порівняльний аналіз асинхронних, синхронних машин з постійними магнітами та вентилями реактивних двигунів для гібридних транспортних засобів. Вісник Криворізького національного університету. 2016. № 42. С. 104–109.
  19. Gade C.R., Wahab R.S. Conceptual framework for modelling of an electric tractor and its performance analysis using a permanent magnet synchronous motor. *Sustainability*. 2023. Vol. 15(19). 14391. <https://doi.org/10.3390/su151914391>.
  20. Dhond R., Srivastav U., Patil B.T., Vaishnav H. Comparative study of electric tractor and diesel tractor. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2021. 1168 012003. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/1168/1/012003>.
  21. Jurca F.N., Mircea R., Martis C., Martis R., Florin P.P. Synchronous reluctance motors for small electric traction vehicle. *International Conference and Exposition on Electrical and Power Engineering*. 2014. pp. 317 – 321. <https://doi.org/10.1109/ICEPE.2014.6969920>.
  22. Melo R.R., Antunes F.L.M., Daher S., Vogt H.H., Albiero D., Tofol F.L. Conception of an electric propulsion system for a 9 kW electric tractor suitable for family farming. *IET Electric Power Applications*. 2019. Vol. 13. Iss. 12. pp. 1993 – 2004. <https://doi.org/10.1049/iet-epa.2019.0353>.
  23. Li T., Xie B., Li Z., Li J. Design and optimization of a dual-input coupling powertrain system: a case study for electric tractors. *Applied Sciences*. 2020. Vol. 10(5). 1608. <https://doi.org/10.3390/app10051608>.
  24. Jneid M.S., Harth P., Ficzer P. In-wheel-motor electric vehicles and their associated drivetrains. *International Journal for Traffic and Transport Engineering*. 2020. Vol. 10(4). pp. 415 – 431. [https://doi.org/10.7708/ijtte.2020.10\(4\).01](https://doi.org/10.7708/ijtte.2020.10(4).01).

#### References (transliterated)

1. Kozhushko A.P., Danylenko V.D., Selevych S.H. Analiz rozvytku transmissiinykh ustanovok suchasnykh kolisnykh traktoriv [Analysis in development of transmissions for modern wheeled tractors]. *Visnyk NTU "KhPI". Ser. : Avtomobile-ta traktorobuduvannia* [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Ser.: Automobile and tractor building]. Kharkiv, NTU "KhPI". 2022. no 2. pp. 118 – 131.
2. Sreeram K., Preetha P.K., Poornachandran P. Electric Vehicle Scenario in India: Roadmap, Challenges and Opportunities," *IEEE International Conference on Electrical, Computer and Communication Technologies*. 2019. pp. 1 – 7. <https://doi.org/10.1109/ICECCT.2019.8869479>.
3. Domingues-Olavarria G., Márquez-Fernández F.J., Fyhr P., Reinap A., Andersson M., Alakula M. Optimization of Electric Powertrains Based on Scalable Cost and Performance Models. *IEEE Transactions on Industry Applications*. 2019. vol. 55. № 1, pp. 751 – 764. <https://doi.org/10.1109/TIA.2018.2864943>.
4. Hu X., Li Y., Lv C., Liu Y. Optimal Energy Management and Sizing of a Dual Motor-Driven Electric Powertrain. *IEEE Transactions on Power Electronics*. 2019. vol. 34. № 8, pp. 7489 – 7501. <https://doi.org/10.1109/TPEL.2018.2879225>.
5. Moreda G.P., Muñoz-García M.A., Barreiro P. High voltage electrification of tractor and agricultural machinery – A review. *Energy Conversion and Management*. 2016. Vol. 115. pp. 117 – 131. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.02.018>.
6. Volpato C.E.S., de Paula V.R., Barbosa J.A., Volpato E.L. Evaluation of the operational viability of the use of electricity as a source of power in agricultural tractors. *American Society of Agricultural and Biological Engineers*. 2016. p. 1. <https://doi.org/10.13031/aim.20162458121>.

7. Tkachov V.Iu., Kozhushko A.P. Imitatsiine modeliuвання rukhu elektrotraktora z urakhuvanniam ekspluatatsiinykh rezhymiv roboty [Simulation of electric tractor movement taking into account operating modes]. Visnyk NTU "KhPI". Ser.: Avtomobile- ta traktorobuduvannya [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Ser.: Automobile and tractor building]. Kharkiv, NTU "KhPI". 2023. no 1. pp. 83 – 90.
8. Rodrigues D.E., Teixeira M.M., Fernandes H.C., Modolo A.J., Rodrigues G.J. Desempenho de um microtrator utilizando-se motores com diferentes alternativas energéticas. Acta Sci. Technol. 2006. № 28, (1). pp. 55 – 63.
9. Dar A.L. An introduction to electric tractor. Technical Report. 2022. <https://doi.org/10.13140/RG.2.2.29165.26087>.
10. Plizga K. Analysis of energy consumption by electric agricultural tractor model under operating conditions. Agricultural Engineering. 2021. Vol. 25. pp. 1 – 12. <https://doi.org/10.2478/agriceng-2021-0001>.
11. Liu M., Xu L., Zhou Zh. Design of a Load Torque Based Control Strategy for Improving Electric Tractor Motor Energy Conversion Efficiency. Mathematical Problems in Engineering, 2016. Vol. 2016. <https://doi.org/10.1155/2016/2548967>.
12. Slobodian V. M. Obgruntuvaty parametry ta rezhymy roboty elektrotraktora klasu 0,6 na osnovnykh silskohospodarskykh robotakh : dys. ... kand. tekhn. nauk : spets. 05.05.11 / Volodymyr Mykolaiovych Slobodian; nauk. kerivnyk Myronenko V. H. ; Natsionalna akademiia ahrarnykh nauk Ukrainy natsionalnyi naukovyi tsentr «Instytut mekhanizatsii ta elektryfikatsii silskoho hospodarstva». Hlevakha, 2017. 134 s.
13. Seo J.-M., Kim Y.-K., Jung I.-S., Jung H.-K. Permanent magnet synchronous motor for electric tractor of 35 horsepower. IEEE ECCE Asia DownUnder. 2013. pp. 560 – 565. <https://doi.org/10.1109/ECCE-ASIA.2013.6579153>.
14. Jani S.N., Jammani J.G. A comparative study of electric motor for low-power density electric vehicles. Environmental Science and Pollution Research International. 2023. <https://doi.org/10.1007/s11356-023-26320-x>.
15. Rachcha A., Mishra A., Shinde K. Smart Electric Tractor. Ijrasnet Journal For Research in Applied Science and Engineering Technology. 2022. Vol. 10 (7). pp. 1145 – 1149. <https://doi.org/10.22214/ijrasnet.2022.46374>.
16. Bianchi N., Bolognani S., Carraro E., Castiello M., Fornasiero E. Electric Vehicle Traction based on Synchronous Reluctance Motors. IEEE Transactions on Industry Applications. 2016. Vol. 52(6). pp. 1 – 8, <https://doi.org/10.1109/TIA.2016.2599850>.
17. Taghavi S. Design of synchronous reluctance machines for automotive applications. Engineering, 2015, 195 p.
18. Osadchuk Yu.H., Kozakevych I.A., Ilchenko R.A. Porivnialnyi analiz asynkronnykh, synkronnykh mashyn z postiinymy mahnitamy ta ventylnykh reaktivnykh dvyhuniv dlia hibrydnykh transportnykh zasobiv [Comparative Analysis of Asynchronous, Synchronous Permanent Magnet Machines and Valve Jet Engines for Hybrid Vehicles]. Visnyk Kryvorizkoho natsionalnoho universytetu [Bulletin of Kryvyi Rih National University]. 2016. no 42. pp. 104–109.
19. Gade C.R., Wahab R.S. Conceptual framework for modelling of an electric tractor and its performance analysis using a permanent magnet synchronous motor. Sustainability. 2023. Vol. 15(19). 14391. <https://doi.org/10.3390/su151914391>.
20. Dhond R., Srivastav U., Patil B.T., Vaishnav H. Comparative study of electric tractor and diesel tractor. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2021. 1168 012003. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/1168/1/012003>.
21. Jurca F.N., Mircea R., Martis C., Martis R., Florin P.P. Synchronous reluctance motors for small electric traction vehicle. International Conference and Exposition on Electrical and Power Engineering. 2014. pp. 317 – 321. <https://doi.org/10.1109/ICEPE.2014.6969920>.
22. Melo R.R., Antunes F.L.M., Daher S., Vogt H.H., Albiero D., Tofol F.L. Conception of an electric propulsion system for a 9 kW electric tractor suitable for family farming. IET Electric Power Applications. 2019. Vol. 13. Iss. 12. pp. 1993 – 2004. <https://doi.org/10.1049/iet-epa.2019.0353>.
23. Li T., Xie B., Li Z., Li J. Design and optimization of a dual-input coupling powertrain system: a case study for electric tractors. Applied Sciences. 2020. Vol. 10(5). 1608. <https://doi.org/10.3390/app10051608>.
24. Jneid M.S., Harth P., Ficzer P. In-wheel-motor electric vehicles and their associated drivetrains. International Journal for Traffic and Transport Engineering. 2020. Vol. 10(4). pp. 415 – 431. [https://doi.org/10.7708/ijtte.2020.10\(4\).01](https://doi.org/10.7708/ijtte.2020.10(4).01).

Надійшла (received): 05.12.2023 p.

#### Відомості про авторів / About the Authors

**Даниленко Віталій Дмитрович (Vitalii Danylenko)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри автомобіле- і тракторобудування, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2787-3947>; e-mail: [vitalii.ddanylenko@gmail.com](mailto:vitalii.ddanylenko@gmail.com)

**Ткачов В'ячеслав Юрійович (Viacheslav Tkachov)** – старший викладач кафедри комп'ютерного моделювання та інтегрованих технологій обробки тиском, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4619-5758>; e-mail: [engineer.viacheslav@gmail.com](mailto:engineer.viacheslav@gmail.com)

**Кожушко Андрій Павлович (Andrii Kozhushko)** – доктор технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри автомобіле- та тракторобудування, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4725-5911>; e-mail: [Andreykozhushko7@gmail.com](mailto:Andreykozhushko7@gmail.com)

**Горбов Олексій Михайлович (Oleksii Horbov)** – кандидат технічних наук, доцент, Військовий інститут танкових військ Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри озброєння та стрільби, м. Харків, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8326-9413>, e-mail: [alex.gorbov@gmail.com](mailto:alex.gorbov@gmail.com)

*М.А. ПОДРИГАЛО, В.М. КРАСНОКУТСЬКИЙ, В.М. ШЕВЦОВ, О.Б. ПАНАМАРЬОВА*

## **ОСОБЛИВОСТІ ТЯГОВОГО РОЗРАХУНКУ ТРАКТОРНОГО САМОХІДНОГО ШАСІ ПРИ АГРЕГАТУВАННІ З НАВІСНИМИ МАШИНАМИ ТА ЗНАРЯДДЯМИ**

Розглянута математична модель, що описує особливості тягового розрахунку самохідних шасі в навісному агрегаті. Проаналізовані особливості застосування типового тягового розрахунку до самохідних шасі зокрема з урахуванням розподілу сил і моментів в поздовжньо-вертикальній площині, що впливають на зчипні і тягово-потужності якості шасі. Розглянуто агрегування, при якому відбувається довантаження самохідного шасі вагою машини, що в свою чергу впливає на вертикальну складову реакції ґрунту на робочих органах. Розрахунок тягового опору враховує частину сили опору коченню, що викликається нормальним довантаженням самохідного шасі від силового впливу навісних машин

Таким чином, тяговий опір навісної машини в агрегаті в загальному випадку складається з горизонтальної складової реакції ґрунту на робочих органах і сили опору коченню від довантаження трактора або самохідного шасі при роботі. Співвідношення цих складових в балансі тягового опору визначається прийнятим способом агрегування і конструктивними параметрами машини. На співвідношення цих складових впливають також умови роботи агрегату: зі збільшенням щільності ґрунтів підвищується опір робочим органам і знижується опір коченню; зменшення щільності, підвищення вологості і інші чинники збільшують опір коченню при одночасному зниженні величини реакції ґрунту на робочих органах.

**Ключові слова:** самохідне шасі, агрегування, тяговий розрахунок.

*M. PODRYHALO, V. KRASNOKUTSKYI, V. SHEVTSOV, O. PANAMARIOVA*

## **PECULIARITIES OF TRACTION CALCULATION OF A TRACTOR SELF-PROPELLED CHASSIS WHEN COMBINED WITH ATTACHMENTS AND IMPLEMENTS**

A mathematical model describing the features of traction calculation of self-propelled chassis in a hinged unit is considered. The peculiarities of applying a typical traction calculation to self-propelled chassis are analysed, in particular, taking into account the distribution of forces and moments in the longitudinal-vertical plane, which affect the coupling and traction capacities of the chassis. The paper considers aggregation, in which the self-propelled chassis is loaded with the weight of the machine, which in turn affects the vertical component of the soil reaction on the working bodies. The calculation of traction resistance takes into account the part of the rolling resistance force caused by the normal loading of the self-propelled chassis from the forceful impact of the mounted machines

Thus, the traction resistance of a mounted machine in a machine generally consists of the horizontal component of the soil reaction on the working members and the rolling resistance force caused by the tractor or self-propelled chassis loading during operation. The ratio of these components in the balance of traction resistance is determined by the adopted method of aggregation and the design parameters of the machine. The ratio of these components is also influenced by the operating conditions of the machine: with an increase in soil density, the resistance to the working bodies increases and the rolling resistance decreases; a decrease in density, an increase in humidity and other factors increase the rolling resistance while simultaneously reducing the magnitude of the soil reaction on the working bodies.

**Keywords:** self-propelled chassis, aggregation, traction calculation.

**Вступ.** Методи тягового розрахунку тракторів і самохідних шасі характеризують їх тягові якості і придатні головним чином для аналізу роботи причіпних агрегатів.

При агрегуванні з навісними машинами і знаряддями, на самохідне шасі (ТСШ) впливає система сил і моментів в поздовжньо-вертикальній площині, впливаючи на зчипні і тягово-потужності якості шасі. Тому показники тягового розрахунку самохідного шасі не можуть бути використані для аналізу роботи навісних агрегатів на його базі. При тяговому розрахунку виходять з умови незмінності ваги самохідного шасі. Однак при агрегуванні з навісними машинами та знаряддями відбувається довантаження самохідного шасі вагою машини, і, крім того, впливає вертикальна складову реакції ґрунту на робочих органах. Залежно від конструкції навісної машини і способу її агрегування змінюється характер силового впливу на самохідне шасі і величина його довантаження. Крім того, в залежності від місця розташування навісної машини на рамі самохідного шасі змінюється зчипна вага агрегату.

Зміна загальної і зчійної ваги ТСШ в агрегаті впливає на роботу колієутворення, коректуючи величину сили опору коченню. Різний розподіл нормальних реакцій між осями самохідного шасі в агрегатах, в свою чергу, впливає на умови перекочування переднього і заднього мостів, формуючи різну за величиною силу опору коченню. Не залишається незмінним і характер буксування ведучих коліс самохідного шасі в агрегаті: воно знижується за рахунок довантаження ведучих коліс і пов'язаного з цим поліпшення зчійних якостей. Тяговий розрахунок не дозволяє виявити в повній мірі діапазон можливості тягового навантаження самохідного шасі в навісному агрегаті, в результаті обмеження його по зчепленню ведучих коліс з ґрунтом.

Особливості тягового розрахунку ТСШ. Зчійна вага агрегату і його зміна. З урахуванням силового впливу навісних машин і агрегатів на самохідне шасі загальна вага агрегату  $G_a$  може бути розрахована за формулою

$$G_a = Y_n + Y_s = G_u + \Delta G \quad (1)$$

де  $\Delta G$  -- довантаження самохідного шасі, що визначається при агрегуванні з наступних співвідношень:

- для агрегатів, що не мають взаємодіючих з ґрунтом робочих органів

$$\Delta G = G_n \quad (2)$$

- для агрегатів з силовим і позиційним способами регулювання робочих органів

$$\Delta G = G_n \pm R_y \quad (3)$$

- для агрегатів з висотним способом регулювання робочих органів

$$\Delta G = G_n + R_y - Y_n \approx G_m \quad (4)$$

- для агрегатів з комбінованим (висотно-силовим) способом регулювання робочих органів

$$\Delta G = G_m - \sum P_n \quad (5)$$

( $\sum P_n$  -- тиск силового регулятора або натискних пружин).

Плече довантаження ТСШ відносно осі ведучих коліс визначається за формулою

$$a = \frac{\sum (G_i a_i)}{\sum G_i} \quad (6)$$

Для агрегатів, які не мають взаємодіючих з ґрунтом робочих органів

$$\sum G_i = G_n \cdot i \cdot \sum (G_i \cdot a_i) = G_n \cdot a_n \quad (7)$$

тому плече довантаження в цьому випадку дорівнює горизонтальній координаті центру ваги навісної машини, відлічуваної від осі ведучих коліс  $a = a_n$ .

Для агрегатів з силовим і позиційним способами регулювання робочих органів плече довантаження визначають за формулою

$$a = \frac{G_n a_n \pm R_y a_1}{G_n - R_y} \quad (8)$$

де  $a_1$  -- відстань від лінії дії  $R_y$  до вертикальної площини, що проходить через вісь ведучих коліс.

Для агрегатів з висотним способом регулювання робочих органів

$$a = \frac{G_n a_n + R_y a_1 - Y_n a_2}{\Delta G} \quad (9)$$

де  $a_2$  -- відстань між осями ведучого колеса шасі і опорного колеса машини.

При спрощеному розрахунку силового впливу навісної машини (в цьому випадку  $\Delta G \approx G_M$ ) Плече довантаження приймають рівним відстані центра ваги остову машини  $G_M$  від осі ведучих коліс шасі

$$a = a_M \quad (10)$$

Аналогічним чином визначають плече довантаження в агрегатах з висотно-силовим способом регулювання робочих органів:

$$a = \frac{G_M a_M - \sum P_n a_3}{\Delta G} \quad (11)$$

де  $a_3$  -- відстань від лінії дії тиску  $\sum P_n$  натискних пружин силового регулятора до осі ведучих коліс.

Зчіпну вагу агрегату на базі ТСШ, чисельно рівну нормальній реакції на ведучих колесах, визначають з рівняння моментів відносно точки дотику передніх коліс з основою:

$$Y_3 = G_3 + \Delta G \left(1 - \frac{a}{L}\right) + \frac{M_f}{L} \quad (12)$$

Підставляючи в формулу величину довантаження ТСШ і відповідну відстань до точки її застосування від осі задніх коліс, отримуємо наступні значення зчіпного ваги для різних способів агрегування:

для агрегатів, що не мають взаємодіючих з ґрунтом робочих органів:

$$Y_3 = G_3 + G_n \left(1 - \frac{a_n}{L}\right) + \frac{M_f}{L} \quad (13)$$

для агрегатів з силовим і позиційним способом регулювання робочих органів:

$$Y_3 = G_3 + G_n \pm R_y - \frac{G_n a_n \pm R_y a_1}{L} + \frac{M_f}{L} \quad (14)$$

для агрегатів з висотним способом регулювання робочих органів

$$Y_3 = G_3 + G_n + R_y - Y_n - \frac{G_n a_n + R_y a_1 - Y_n a_2}{L} + \frac{M_f}{L} \quad (15)$$

або

$$Y_3 \approx G_3 + G_m(1 - \frac{a_m}{L}) + \frac{M_f}{L} \quad (16)$$

для агрегатів з висотно-силовим способом регулювання

$$Y_3 = G_3 + G_m - \sum P_n - \frac{G_m a_m - \sum P_n a_3}{L} + \frac{M_f}{L} \quad (17)$$

Горизонтальну складову реакції ґрунту  $R_x$  на робочих органах знаходять розрахунковим способом за величиною питомого опору і прийнятій ширині захоплення. Ця величина необхідна для визначення вертикальної складової  $R_y$ , Функціонально пов'язаної з  $R_x$ .

При розрахунку відносно невеликої величини  $\frac{M_f}{L}$  можна скористатися наближеним значенням моменту опору коченню агрегату вагою  $G_{uu} + \Delta G$ . Більш точне визначення моменту опору коченню розгляну нижче.

Опір коченню і його зміна. Зі зміною загальної і зчіпної ваги в агрегаті змінюються момент і наведена сила опору коченню самохідного шасі.

Знаючи загальну вагу агрегату і його розподіл між осями ТСШ, наведену силу опору коченню можна виразити у вигляді

$$P_f = G_a f = f_1 Y_n + f_2 Y_3 \quad (18)$$

звідки наведений коефіцієнт кочення

$$f = \frac{f_1 Y_n + f_2 Y_3}{Y_n + Y_3} \quad (19)$$

Як і раніше, для визначення змінних значень коефіцієнтів кочення передніх  $f_1$  і задніх  $f_2$  коліс використовують одне з перетворень формули Грандвуане-Горячкіна

$$f_i = \frac{1}{2} \sqrt[3]{\frac{Y_i}{K b D_1^2}} \quad (20)$$

Визначивши значення нормальних реакцій на колеса ТСШ в агрегаті, можна знайти величину наведеного коефіцієнта кочення

$$f_i = \frac{Y_n}{2(Y_n + Y_3)} \sqrt[3]{\frac{Y_n}{K_n b_n D_1^2}} + \frac{Y_3}{2(Y_n + Y_3)} \sqrt[3]{\frac{Y_3}{K_3 b_3 D_1^2}} \quad (21)$$

і наведену силу опору коченню ТСШ в агрегаті.

$$P_f = \frac{Y_n}{2} \sqrt[3]{\frac{Y_n}{K_n b_n D_1^2}} + \frac{Y_3}{2} \sqrt[3]{\frac{Y_3}{K_3 b_3 D_1^2}} \quad (22)$$

Момент опору коченню знаходять за рівнянням

$$M_f = P_f r_k - Y_n f_1 (r_k - r_n) \quad (23)$$



Підставляючи значення  $P_1$  і  $f_1$ , після перетворень отримаємо

$$M_f = \frac{Y_n r_n}{2} \sqrt[3]{\frac{Y_n}{K_n b_n D_1^2}} + \frac{Y_3 r_k}{2} \sqrt[3]{\frac{Y_3}{K_3 b_3 D_1^2}} \quad (24)$$

Знаючи значення нормальних реакцій на колесах ТСШ ( $Y_3$  і  $Y_n = G_{uu} + \Delta G - Y_3$ ), можна визначити силу опору коченню для кожного з розглянутих способів регулювання глибини обробітку ґрунту.

Буксування і його зміна. При тягових розрахунках зазвичай використовують експериментальні значення буксування. Зміна загальної та зчпної ваги ТСШ в агрегаті впливає на умови зчеплення ведучих коліс з ґрунтом, змінюючи показники буксування. Тому тягова характеристика самохідного шасі може бути використана тільки для визначення емпіричних коефіцієнтів, що входять в формулу для аналітичного визначення буксування ведучих коліс ТСШ в агрегаті

$$\delta = a \frac{P_k}{G_{uu} + \Delta G} + b \left( \frac{P_k}{G_{uu} + \Delta G} \right)^c \quad (25)$$

Використання методу найменших квадратів при побудові ступеневої функції буксування по тяговим характеристикам ТСШ дає наступні значення коефіцієнтів, що є складовою цієї залежності (табл. 1).

Формула враховує вплив дотичної сили тяги і зміну загальної ваги агрегату на буксування ведучих коліс ТСШ. Однак зміна загальної ваги агрегату лише побічно характеризує величину зчпного навантаження, чисельно рівний нормальній реакції на провідних колесах шасі. Тому для визначення буксування можна також скористатися залежністю буксування від коефіцієнта використання зчеплення  $\varphi = \frac{P_k}{Y_3}$ , для умов роботи на стерні.

Таблиця 1 – Коефіцієнти використання зчеплення

Агрофон	Коефіцієнт		
	a	b	c
Культивоване поле	0,45	5	5
Стерня	0,25	3,5	5

Формула для визначення буксування тракторів на стерні нормальної вологості:

$$\delta = a \frac{P_k}{G_{uu} + \Delta G} + b \left( \frac{P_k}{G_{uu} + \Delta G} \right)^c \quad (26)$$

де  $c = 0,06 \dots 0,10$  при  $n = 1,0 \dots 1,2$ .

На м'яких ґрунтах, як показує практика, буксування носить вигнутий характер у всьому діапазоні тягових навантажень. Тому для визначення буксування в таких умовах представлена формула:

$$\delta = a\varphi^n \quad (27)$$

з наступними значеннями вхідних коефіцієнтів для умов роботи ТСШ на культивованому полі  $a = 2,5$ ,  $n = 3,6$ .

Врахування впливу довантаження ведучих коліс при визначенні буксування дозволить уточнити розрахункові показники робочої швидкості і тягової потужності ТСШ в навісному агрегаті. ККД, що враховує втрати на буксування, знаходять за уточненими значеннями буксування ведучих коліс самохідного шасі в агрегаті

$$\eta_o = 1 - \delta \quad (28)$$

Особливості розрахунку тягових показників. При тяговому розрахунку тракторів їх тягове зусилля приймають рівним тяговому опору на гаку. Подібно до цього тяговий опір навісної машини в агрегаті часто ототожнюють з горизонтальною складовою реакції ґрунту на робочих органах. Таке ототожнення є правомочним лише в тому випадку, якщо відсутнє довантаження трактора або ТСШ за рахунок силового впливу навісної машини. Для навісних агрегатів на базі трактора з висотним способом регулювання глибини обробітку ґрунту завантаження трактора в агрегаті можна наближено оцінювати по горизонтальній складовій реакції ґрунту на робочих органах, якщо відсутні довантажувачі ведучих коліс  $P_{\text{мяг}} \approx R_x$ . Оскільки вага машини і вертикальна складова реакції ґрунту на робочих органах сприймаються переважно опорними колесами, то  $G_n + R_y \approx Y_n$  і тому  $\Delta G \rightarrow 0$ .

У ТСШ при тих же умовах довантаження, як правило, здійснюється вагою остова навісної машини, жорстко закріпленої на рамі  $\Delta G \approx G_M$ , в той час, як в положенні, близькому до рівноважного, залишаються лише шарнірно з'єднані з остовом секції робочих органів з опорними колесами.

При розрахунку тягового опору необхідно враховувати частину сили опору коченню, що викликається нормальним довантаженням ТСШ від силового впливу навісних машин

$$P_{\text{мяг}} = R_x + \Delta G f \quad (29)$$

З урахуванням цього тяговий опір навісних машин з силовим або позиційним способом регулювання робочих органів слід визначати за формулою

$$P_{\text{мяг}} = R_x + (G_n \pm R_y) f \quad (30)$$

Тяговий опір машин з висотним способом регулювання робочих органів

$$P_{\text{мяг}} = R_x + (G_n + R_y - Y_n) f \quad (31)$$

При  $G_n + R_y \approx Y_n$   $P_{\text{мяг}} \approx P$ , тобто ототожнення тягового опору навісної машини з горизонтальною складовою реакції ґрунту на робочих органах є окремим випадком агрегування трактора.

Для ТСШ на підставі раніше розглянутого умови рівноваги агрегату маємо  $G_n + R_y - Y_n \approx G_M$ , тому

$$P_{\text{мяг}} = R_x + (G_M - \sum P_n) f \quad (32)$$

Для машин, які не мають взаємодіючих з ґрунтом робочих органів, навпаки,  $R_x = 0$ , а їх тяговий опір визначається додатковою силою опору коченню ТСШ

$$P_{\text{мяг}} = G_n f \quad (33)$$

Це характеризує окремий випадок агрегування, коли тяговий опір рівний тільки частині сили опору коченню ТСШ від довантаження його вагою навісної машини  $G_n$ .

Таким чином, тяговий опір навісної машини в агрегаті в загальному випадку складається з горизонтальної складової реакції ґрунту на робочих органах і сили опору коченню від довантаження трактора або ТСШ при роботі. Співвідношення цих складових в балансі тягового опору визначається прийнятим способом агрегування і конструктивними параметрами машини. На співвідношення цих складових впливають також умови роботи агрегату: зі збільшенням щільності ґрунтів підвищується опір робочим органам і знижується опір коченню; зменшення щільності, підвищення вологості і інші чинники збільшують опір коченню при одночасному зниженні величини реакції ґрунту на робочих органах.

Невірна оцінка тягового опору навісної машини може призвести до недооцінки необхідної тягової потужності самохідного шасі і, як наслідок цього, до зниження продуктивності агрегату. Особливості розрахунку тягового опору навісної машини слід враховувати при визначенні дотичної сили тяги ТСШ в агрегаті:

$$P_k = P_{\text{мяз}} + G_u f = R_x + (G_u + \Delta G) f \quad (34)$$

Для агрегатів, які не мають взаємодіючих з ґрунтом робочих органів,

$$P_k = G_a f \quad (35)$$

Для агрегатів з силовим або позиційним способом регулювання робочих органів

$$P_k = R_x + (G_u + G_n \pm R_y) f \quad (36)$$

Для агрегатів з висотним способом регулювання робочих органів

$$P_k = R_x + (G_u + G_n + R_y - Y_n) f \approx R_x + (G_u + G_m) f \quad (37)$$

Для агрегатів з комбінованим способом регулювання робочих органів

$$P_k = R_x + (G_u + G_m - \sum P_n) f \quad (38)$$

Відповідно, ККД, що враховує втрати на кочення, набуває таких значень: для агрегатів, що не мають взаємодіючих з ґрунтом робочих органів,

$$\eta_f = \frac{P_{\text{мяз}}}{P_k} = \frac{G_n}{G_a} \quad (39)$$

для агрегатів з силовим або позиційним способом регулювання робочих органів

$$\eta_f = \frac{R_x + (G_n \pm R_y) f}{R_x + (G_u + G_n \pm R_y) f} \quad (40)$$

для агрегатів з висотним способом регулювання робочих органів

$$\eta_f = \frac{R_x + (G_u + R_y - Y_u) f}{R_x + (G_u + G_u + R_y - Y_u) f} \approx \frac{R_x + G_m f}{R_x + (G_u + G_m) f} \quad (41)$$

для агрегатів з комбінованим способом регулювання робочих органів

$$\eta_f = \frac{R_x + (G_u - \sum P_n) f}{R_x + (G_u + G_m - \sum P_n) f} \quad (42)$$

Тяговий ККД ТСШ в навісному агрегаті розраховують за відомою формулою

$$\eta_m = \eta_{mp} \eta_\delta \eta_f \quad (43)$$

але з урахуванням уточнених значень ККД трансмісії  $\eta_{mp}$  з достатньою для практичних розрахунків точністю може бути прийнятий однаковим для ТСШ і агрегатів на його базі.

Знаючи тяговий опір навісної машини, її робочу швидкість і тяговий ККД агрегату, можна розрахувати тягову потужність самохідного шасі і потужність двигуна.

При визначенні тягової потужності враховують вплив довантаження ТСШ при агрегуванні  $N_{кр} = \frac{P_{мяз} v}{270} = \frac{(R_x + \Delta G f) v_m (1 - \delta)}{270}$ , причому величина буксування  $\delta$  визначається для відповідних значень дотичної сили тяги  $P_k = R_x + (G_u + \Delta G) f$  і зчпної ваги агрегату.

Ефективна потужність, що витрачається

$$N_e = \frac{P_k v}{270 \eta_{mp}} = \frac{[R_x + (G_u + \Delta G) f] v_m (1 - \delta)}{270 \eta_{mp}} \quad (44)$$

Для забезпечення роботи самохідного шасі в агрегаті необхідно, щоб дотримувалася умова

$$N_e + N_{вом} \leq N_{ен} \eta_\delta \quad (45)$$

де  $N_{вом}$  -- потужність, що знімається з ВВП;

$N_{ен}$  -- номінальна потужність двигуна;

$\eta_\delta$  -- допустимий коефіцієнт завантаження двигуна на даній операції.

Визначивши попередньо довантаження ТСШ в агрегаті і відповідні значення коефіцієнтів кочення і буксування, можна розрахувати величини тягових і ефективних потужностей для різних випадків агрегування.

**Висновки.** Традиційний метод тягового розрахунку тракторів не дозволяє в повній мірі виявити діапазон можливого тягового навантаження тракторного самохідного шасі при агрегуванні з різними навісними машинами та знаряддями в наслідок обмеження його по зчепленню ведучих коліс з ґрунтом. При агрегуванні тракторного самохідного шасі з різними навісними машинами та знаряддями виникає дозавантаження ТСШ їх вагою і, крім цього, діє вертикальна складова реакції ґрунту на робочих органах. В залежності від конструкції навісної машини чи знаряддя і способу агрегування змінюється характер силового впливу на ТСШ і величина його дозавантаження. В залежності від місця розміщення зчпного пристрою і навісної машини чи знаряддя (чи кількох знарядь) на рамі ТСШ змінюється зчпна вага машино-тракторного агрегату.

## Список літератури

1. Bulgakov V.V. et al. Investigation of draft coefficient of efficiency of wheeled tractor // 15th International scientific conference “Engineering for rural development”: proceedings, Jelgava, Latvia. 2016. Vol. 2016-Janua. P. 1036–1041.
2. Adamchuk V. et al. Theoretical research into the power and energy performance of agricultural tractors // Agron. Res. Estonian Research Institute of Agriculture, 2016. Vol. 14, № 5. P. 1511–1518
3. Бойко С.М. Вдосконалення методики розрахунку раціонального складу машинно-тракторного агрегату / С.М. Бойко // Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції «Молодь і технічний прогрес в АПК. Інноваційні розробки в аграрній сфері. Том 2. – Харків: ХНТУСГ, 2019. – 240-242 с.
4. Надикто В., Кюрчев В. (2021). Нові елементи теорії тягової динаміки та експлуатації колісних тракторів. Техніка і технології АПК. 4 (117). 21-26.
5. Ярошенко П. М. про вдосконалення методики розрахунку тягового зусилля МТА / П.М. Ярошенко // Вісник Сумського національного аграрного університету Серія «Механізація та автоматизація виробничих процесів», випуск 4 (42), 2020, 22-25 с.
6. Закапко О.Г. Поліпшення агрегатованості і маневреності тракторних самохідних шасі використанням переднього поворотного мосту / О.Г. Закапко // Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії.
7. Подригало М.А. Принципи раціонального агрегування тракторних самохідних шасі / М.А. Подригало, В.М. Краснокутський, В.М. Шевцов // Вісник НТУ «ХПІ» Серія Ав-томобіле-та тракторобуду-вання №2 2021 с. 91-98

## References (transliterated)

1. Bulgakov V.V. et al. Investigation of draft coefficient of efficiency of wheeled tractor // 15th International scientific conference “Engineering for rural development”: proceedings, Jelgava, Latvia. 2016. Vol. 2016-Janua. P. 1036–1041.
2. Adamchuk V. et al. Theoretical research into the power and energy performance of agricultural tractors // Agron. Res. Estonian Research Institute of Agriculture, 2016. Vol. 14, № 5. P. 1511–1518
3. Boiko S.M. Vdoskonalennia metodyky rozrakhunku ratsionalnoho skladu mashynno-traktornoho ahrehatu / S.M. Boiko // Materialy Mizhnarodnoi naukovo-praktychnoi konferentsii «Molod i tekhnichnyi prohres v APK. Innovatsiini rozrobky v ahraarii sferi. Tom 2. – Kharkiv: KhNTUSH, 2019. – 240-242 s.
4. Nadykto V., Kiurchev V. (2021). Novi elementy teorii tiahovoi dynamiky ta ekspluatatsii kolisnykh traktoriv. Tekhnika i tekhnolohii APK. 4 (117). 21-26.
5. Yaroshenko P. M. pro vdoskonalennia metodyky rozrakhunku tiahovoho zusyillia MTA / P.M. Yaroshenko // Visnyk Sumskoho natsionalnoho ahraaroho universytetu Seriiia «Mekhanizatsiia ta avtomatyzatsiia vyrobnychykh protsesiv», vypusk 4 (42), 2020, 22-25 s.
6. Zakapko O.H. Polipshennia ahrehatovanosti i manevrenosti traktornykh samokhidnykh shasi vykorystanniam perednoho povorotnoho mostu / O.H. Zakapko // Dysertatsiia na zdobuttia naukovooho stupenia doktora filosofii.
7. Podryhalo M.A. Pryntsyipy ratsionalnoho ahrehatuvannia traktornykh samokhidnykh shasi / M.A. Podryhalo, V.M. Krasnokutskyyi, V.M. Shevtsov // Visnyk NTU «KhPI» Seriiia Av-tomobile-ta traktorobudu-vannia №2 2021 s. 91-98

*Надійшла (received): 05.12.2023 р.*

## Відомості про авторів / About the Authors

**Подригало Михайло Абович** (Podryhalo Mykhailo) – доктор технічних наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, завідувач кафедри технології машинобудування та ремонту машин, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1624-5219>; e-mail: pmikhab@gmail.com.

**Краснокутський Володимир Миколайович** (Krasnokutskyyi Volodymyr) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри автомобіле- і тракторобудування, м. Харків, Україна; ORCID <https://orcid.org/0000-0001-9484-4113> e-mail: hvukvn62@gmail.com.

**Шевцов Вадим Михайлович** (Shevtsov Vadym) – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри автомобіле- та тракторобудування, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5115-4398>; e-mail: shevtsovvadim@ukr.net

**Панамарьова Ольга Борисівна** (Panamariova Olga), кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут» доцент кафедри гідравлічні машини м. Харків, Україна, ORCID 0000-0003-4080-4532 e-mail: olga.panamariova@khi.edu.ua

***A.T. ЛЕБЕДЕВ, С.А. ЛЕБЕДЕВ, А.І. КОРОБКО, М.Л. ШУЛЯК, М.М. МУРЧИЧ,  
О.О. ПИРОГОВ***

## **ЕНЕРГОТЕХНОЛОГІЧНА АДАПТАЦІЯ ТРАКТОРІВ ЗАГАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ**

В статті викладені проблеми енерготехнологічної адаптації тракторів загального призначення. Визначено, що енерготехнологічна адаптація тракторів загального призначення оцінюється за ступенем зниження його енерговитрат в агротехнологіях при реалізації біопотенціалу сільгоспкультур. Обґрунтовані тягово-енергетичні режими роботи трактора для основних груп ґрунтообробки при нестабільному тяговому навантаженні. Доказано, що реалізація тягово-енергетичних показників трактора ефективно при оцінці їх взаємозв'язку з біопотенціалом оброблюваних сільгоспкультур. Теоретично обґрунтовані і практично реалізована методика забезпечення відповідності енерговитрат тракторного агрегату і втрат енергії врожаю оброблюваних сільгоспкультур. Запропонована методика оцінки біопотенціалу сортових можливостей основних сільгоспкультур, що базується на оптимізації технологічного процесу, а також добрив з врахуванням метеорологічних факторів і природного потенціалу ґрунту. Виконана експлуатаційно-технологічна оцінка енерготехнологічної адаптації тракторів загального призначення при збиранні кукурудзи на зерно і ярової пшениці.

**Ключові слова:** трактор, енергетичні параметри, ґрунтообробка, витрати енергії, біопотенціал сільгоспкультур, перспективні агротехнології, енерготехнологічна адаптація.

***A. LEBEDEV, S. LEBEDEV, A. KOROBKO, M. SHULIAK, M. MURCHYCH, O. PYROGOV***

## **ENERGY AND TECHNOLOGICAL ADAPTATION OF GENERAL PURPOSE TRACTORS**

The article describes the problems of energy-technological adaptation of general purpose tractors. It was determined that the energy-technological adaptation of general-purpose tractors is evaluated by the degree of reduction of its energy consumption in agricultural technologies when realizing the biopotential of agricultural crops. Grounded traction and energy modes of tractor operation for the main groups of tillage with unstable traction load. It has been proven that the implementation of traction and energy indicators of the tractor is effective in assessing their relationship with the biopotential of cultivated agricultural crops. The theoretically justified and practically implemented method of ensuring the correspondence of the energy consumption of the tractor unit and the energy loss of the crop of cultivated agricultural crops. The proposed method of assessing the biopotential of varietal capabilities of the main agricultural crops is based on the optimization of the technological process, as well as fertilizers, taking into account meteorological factors and the natural potential of the soil. The operational and technological evaluation of the energy-technological adaptation of general-purpose tractors during the harvesting of corn for grain and spring wheat was.

**Key words:** tractor, energy parameters, tillage, energy consumption, biopotential of agricultural crops, promising agricultural technologies, energy-technological adaptation.

### **Вступ.**

Трактори загального призначення застосовуються під час виконання енергоємних агротехнологічних процесів основного обробітку ґрунту, культивуації, сівби тощо, зокрема у складі комбінованих і транспортно-технологічних агрегатів. За ступенем пристосованості енергетичних параметрів трактора до агротехнологічного процесу, що виконується, оцінюється його енерготехнологічна адаптація. Проблемна ситуація обумовлена протиріччям між енергонасиченістю тракторів і необхідністю зниження енерговитрат на виробництво сільськогосподарських культур. Особливу актуальність розв'язання цієї проблеми визначає насичення аграрного сектору України потужними тракторами загального призначення, здебільшого імпортного виробництва. Так для більшості тракторів є дуже складною задачею повністю реалізувати потенційні можливості по двигуні, оскільки, навіть за умови використання баласту, реалізувати всю потужність в тяговому режимі не можливо. Додаткову частину потужності в тягово-енергетичній концепції доцільно використовувати через вал відбору потужності (ВВП) для живлення споживачів з боку знаряддя. Проте, це в свою чергу накладає обмеження по зміні частоти обертання двигуна, оскільки є необхідність забезпечення постійного числа обертів ВВП. Враховуючи зазначене виникає наукова проблема по

енерготехнологічній адаптації тракторів до виконання технологічних операцій, додатково сучасні світові тенденції показують, що при такій адаптації обов'язково треба враховувати біопотенціал конкретних сортових можливостей сільгоспкультур.

#### **Аналіз останніх досягнень та публікацій.**

В основу відомих досліджень і публікацій [1, 2] технологічної адаптації тракторів покладена методика оцінювання прямих паливо-енергетичних витрат палива без оцінювання умов експлуатації та режимів робочого ходу. Ця методика обґрунтування швидкостей руху тракторного агрегату на гоні дає змогу оцінити енерговитрати виконуємого технологічного процесу. На необхідність врахування цих складових під час технологічної адаптації тракторів звертається увага у роботах [3, 4]. Зміст пропонованої статі спрямовано на розвиток методології технологічної адаптації тракторів загального призначення [4] у напрямок зниження їх енерговитрат.

Основна частина. Насищення аграрного сектору України тракторами загального призначення підвищеної енергонасиченості закордонних фірм John Deere, Case IH та New Holland [5] забезпечило підвищення робочих швидкостей машинно-тракторних агрегатів (МТА) з 4-8 до 8-15 км/год., що досягли технологічної межі. Проте багаторічний досвід випробувань тракторів у Харківській філії УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого [6] показав, що середньозважений ступінь корисного використання експлуатаційної потужності двигуна тракторів загального призначення упродовж року складає 50-80 %. Тож виникає питання щодо доцільності підвищення потужності двигунів нових тракторів, якщо їхнє ефективне використання в експлуатації не забезпечується [4].

#### **Мета та постановка задачі дослідження.**

Метою даної роботи є викладення нових положень енерготехнологічної адаптації тракторів загального призначення у напрямок взаємозв'язку їх енергетичних параметрів з енергетичним потенціалом оброблюваних сільгоспкультур.

#### **Основний матеріал та результати дослідження.**

Недовикористання потужності двигуна під час виконання МТА технологічної операції зумовлено багатьма факторами, найважливішими з яких є: нерівномірність енергоспоживання МТА на робочому ходу, зокрема через коливальний характер зовнішніх опорів та динамічних навантажень; резервування потужності для розгону агрегату, особливо транспортного; неможливість раціонального комплектування МТА.

При нестабільності енергоспоживання МТА вирішується задача забезпечення роботи трактора з найвищими показниками енергетичної ефективності при виконанні технологічної обробки ґрунту. Дослідження проведені на тракторі John Deere 8335R, найбільш затребуваних на ринку України серед тракторів загального призначення (рис. 1).

Технічні характеристики тракторів John Deere 8335R:

Тяговий клас – 5,0;

Номінальна потужність ДВЗ,  $N_e$ , кВт – 246;

Номінальна питома витрата палива,  $g_e$ , г/кВт·год. – 224;

Запас крутного моменту ДВЗ, % – 41,4;

Тягова потужність,  $N_T$ , кВт – 212;

Експлуатаційна маса,  $m_e$ , кг – 13820;

Енергонасиченість,  $E = N_e/m_e - 1,81$ .

Методика оцінки тягової характеристики трактора за енергозбереженням при змінному зовнішньому навантаженні враховує одночасний вплив на показники роботи МТА двох критеріїв – тягова потужність і годинна витрата палива. Дана методика дозволяє оцінити раціональні режими роботи двигуна і трактора за допомогою узагальненого критерію – мінімум енерговитрат технологічного процесу  $\lambda_{EMTA}^*$ .



Рис. 1 – Загальний вигляд ґрунтообробного агрегату: трактор John Deere 8335R + культиватор Vaderstad Top Down 500

Даний критерій враховує мінімальне значення втрат енергії при зниженні продуктивності МТА і підвищення витрати палива. Він розраховується як відношення енерговитрат при базовому значенні навантажувального режиму трактора ( $\lambda_p = 1,0$ ) і сумарних енерговитрат при роботі трактора на оптимальному режимі ( $\lambda_p^*$ ) для поточного значення сили тяги  $P_{кр}$  на одинарних 1К і подвійних колесах (2К) (табл. 1).

Таблиця 1 – Тягово-енергетичні режими трактора John Deere 8335R для основних груп операцій обробки ґрунту

Група операцій	$V_p^*$ , м/с	$v_p$	Комплектація	$G_T$ , кг/год.	$N_{кр}$ при $P_{кр}^*$ , кВт	$P_{кр}^o$ , кН	$m_e^*$ , кг	$\lambda_p^*$	$V_{po}^*$ , м/с
1	2,2±0,25	0,15	1К	48,4	208	65	13820	1,0	2,28
			2К	51,2	213	70	15470	1,03	2,26
2	2,7±0,3	0,10	1К	53,1	214	69	13820	1,03	2,70
			2К	53,3	221	73	14370	1,05	2,65
3	3,3±0,5	0,06	1К	53,4	216	44	11680	1,04	3,61
			2К	53,5	225	47	12950	1,07	3,63

*Примітка.*  $V_p^*$ ,  $V_{po}^*$  – швидкості руху МТА робоча, оптимальна;  $v_p$  – коефіцієнт варіації навантаження;  $m_e^*$  – експлуатаційна маса;  $\lambda_p^*$  – ступінь завантаження трактора;  $N_{кр}$  – тягова потужність трактора при нестабільних тягових показниках;  $P_{кр}^o$  – оптимальне значення тягового зусилля;  $G_T$  – витрата палива при нестабільному тяговому навантаженні.

Порівняння матеріалів даної таблиці показало, що енергетичні показники трактора на одинарних і подвійних колесах при різних значеннях коефіцієнту варіації навантаження неістотно відрізняються для однакової величини експлуатаційної маси  $m_e^*$ . Встановлення подвійних коліс дозволяє поліпшити параметри тягової характеристики трактора, що забезпечує підвищення тягової потужності трактора в середньому на 6 %. Втрати потужності  $N_{кр}$ , обумовлені впливом на агрегат і трактор змінних факторів, що складають 5 % при максимальній величині коефіцієнта варіації навантаження  $v_p$ , що на 1 % нижче, ніж при комплектації 1К. Оптимальні навантажувальні режими для різних комплектацій трактора при



$v_p = 0,06-0,15$  знаходяться в зоні степені завантаження трактора  $\lambda_p^* = 1,0-1,07$ . Витрата палива  $G_T$  збільшується при зниженні коефіцієнта варіації  $v_p$ . Необхідно відмітити, що завдяки підвищеному запасу крутного моменту двигуна трактора John Deere 8335R (коефіцієнт пристосованості за крутним моментом  $K_n = 1,41$ ) коливання зовнішнього навантаження не чинить істотного впливу на енергетичні показники трактора. Встановлення подвійних коліс трактора дозволяє підвищити його тягову потужність у середньому на 5 %.

На операція першої ( $V_p^* = 2,2$  м/с) і другої ( $V_p^* = 2,7$  м/с) груп ґрунтообробки навантажувальні режими  $\lambda_p^* \geq 1,0$  знаходяться на ділянці тягової характеристики трактора між значеннями номінальної  $P_{кр.н}$  і граничної  $P_{кр.г}$  сили тяги. Для операцій третьої групи ефективно оснащення трактора подвійними колесами, що забезпечує підвищення тягової потужності на 5 %. Реалізація тягово-енергетичних показників трактора ефективна при біотехнологічному обробітку різних сільгоспкультур.

**Біотехнологія** (Βιοτεχνολογία, від грец. βίος – життя, τέχνη – мистецтво, майстерність і λόγος – слово, навчання), використання біотехнологічних процесів і систем в різних областях сільського господарства, промисловості; науковий напрям, що поєднує можливості біології і техніки [7].

Стан сучасних агротехнологій в господарствах України, рівні реалізації біопотенціалу сортів сільгоспкультур і фактори впливу на ці рівні, в тому числі механізації, основні напрямки розробки перспективних агротехнологій. Незважаючи на те, що сьогодні є достатня кількість різноманітних агротехнологій, в зв'язку з різноманітністю господарств як за формами їх власності, так і за розмірами посівних площ, впровадження прогресивних агротехнологічних прийомів на знаходить широкого розповсюдження. Про це свідчать дані по врожайності сучасних сортів сільгоспкультур, яку визначають при сортовипробуваннях як біопотенціалу (максимум) і яка є фактичною при застосуванні цих же сортів в господарських умовах. Так, наприклад, при середньому по Україні біопотенціалі сортів озимої пшениці 50...60 ц/га фактична врожайність становить близько 25 ц/га, кукурудзи на зерно відповідно 60...70 ц/га і 37...40 ц/га, цукрового буряку 450...500 ц/га і 280...300 ц/га, соняшнику 25...30 ц/га і 14...15 ц/га, картоплі 200...250 ц/га і 130...150 ц/га [8].

Таким чином, коефіцієнт реалізації біопотенціалу (КРБП) сортових можливостей основних сільгоспкультур складає всього 0,42...0,65, тобто близько 50 % врожаю втрачається із-за недосконалих технологій, а також із-за низької якості виконання технологічних операцій. По окремих господарствах ці втрати сягають 60...80 %, тобто КРБП дорівнює 0,20...0,40. В той же час в деяких господарствах цей показник сягає рівня 0,7...0,9, що свідчить про те, що можливості сучасних сортів можна реалізувати у високій мірі за високого рівня агротехнологій і якості виконання технологічних операцій з врахуванням ґрунто-кліматичних умов по зонах України [9]. При цьому слід відмітити, що в господарствах, де високий рівень КРБП, незважаючи на недостатню кількість технологічних матеріалів (добрив, гербіцидів тощо), за впровадження прогресивних технологій, сортового насіння, системи якості «поле – машина» по кожній операції, цілком можливо отримувати досить високі врожаї сільгоспкультур [10].

Необхідно відмітити дві основні групи факторів, що забезпечують вирощування культурних рослин, реалізації їх біопотенціалу (рис. 2):

- природні (агrometeorологічні умови: сонячна радіація, опади, температура, потенціал родючості ґрунту), які не підвладні людині і її безпосередніх діях вирощування, але потребують уваги для ефективного використання і збереження;

- на які людина впливає безпосередньо при здійсненні технологічних операцій (вибір посівного матеріалу, внесення добрив, якість виконання технологічних операцій, роботи сільгоспагрегату), що в цілому визначається обраною системою землеробства і набором певних технологічних матеріалів (пальне, добрива, пестициди тощо).

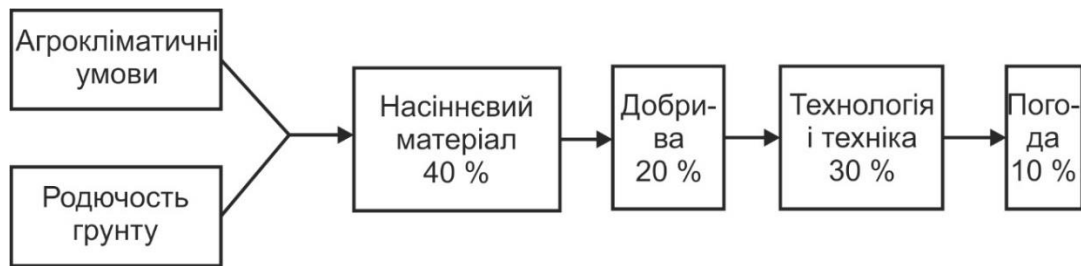


Рис. 2. – Співвідношення основних груп факторів реалізації біопотенціалу сортів сільгоспкультур на основі агрокліматичних умов і потенціалу родючості ґрунту

Як видно з рис. 2 серед груп факторів, на які може впливати людина, по значимості за властивостями насіннєвого матеріалу (сортів) знаходяться технологія і техніка, які в сучасних умовах забезпечують виконання операцій і визначаються обраною технологічною картою виробництва рослинної продукції.

Таким чином, при розробці перспективних агротехнологій на основі сучасних високоврожайних сортів з біопотенціалом, визначеним при сортовипробуваннях, основна увага повинна приділятися, в першу чергу, вибору і оптимізації технологічних операцій, а також системі добрив з врахуванням метеорологічних факторів і природного потенціалу ґрунту, його властивостей і, звичайно, в сучасних умовах з врахуванням ринкових економічних відносин, ціноутворення тощо.

При пониженої реалізації біопотенціалу сортових можливостей основних сільгоспкультур актуальне рішення проблеми забезпечення відповідності енерговитрат МТА і втрат енергії врожаю оброблюваних сільгоспкультур. При цьому сумарні енерговитрати при використанні МТА визначається за формулою [11]:

$$E_M = E_O + E_A, \quad (1)$$

де  $E_O$  – основні прямі паливо-енергетичні витрати, МДж/га;  $E_A$  – енерговитрати, обумовлені недотриманням оптимальних параметрів і режимів роботи агрегатів, МДж/га.

Нестабільність параметра  $E_O$  доказана в працях [9, 10], в яких відмічено, що підвищення основних паливо-енергетичних витрат МТА є наслідком порушення термінів виконання сільгоспоперативів оброблення сільгоспкультур, недотриманням оптимальних параметрів і режимів роботи МТА.

Визначення  $E_A$  виконується за залежністю [11]:

$$E_A = \frac{\sum_{i=1}^{N_i} (C_{ni} W \cdot T_{cm} n_{cm}) + N_i W T n_{cm}}{S_o}, \quad (2)$$

де  $C_{ni} = V \Delta u Q / 100$  – коефіцієнт втрат врожаю, МДж/га·день;  $V$  – врожайність, що планується, кг/га;  $\Delta u$  – втрати врожаю (%) на один день підвищення агротермінів виконання сільгоспоперативів;  $N_i$  – кількість цілих днів в  $N^i$  технологічного процесу, що виконується;  $S_o$  – об'єм роботи на даній операції, га;  $W$  – продуктивність МТА, га/год.;  $Q$  – енергоємність одного кілограма сільгоспродукту, МДж/кг.

Параметр  $Q$  не однаковий для різних сільгоспкультур: пшениця – 12,8; кукурудза на зерно – 12,2; овес – 11,0; ячмінь – 10,8; картопля – 2,4; кукурудза на силос – 2,0.

Кількість днів, необхідних для виконання об'єму робіт  $S_o$  визначається за залежністю:

$$N^i = \frac{S_o}{W T_{cm} n_{cm}}, \quad (3)$$

де  $T_{cm}$  – тривалість зміни, год.;  $n_{cm}$  – кількість змін в одному робочому дні.

Втрати врожаю  $\Delta y$  (%) на один день підвищення агротермінів виконання сільгоспопераций оцінюється за таблицею 2 [11].

Таблиця 2 – Зменшення втрат врожаю  $\Delta y$  на 1 день скорочення періоду польових робіт, %

Вид робіт	$\Delta y$	Культура	$\Delta y$	
			Посів	Збирання
Лущення стерні	0,80	Колосові	0,9	3,00
Безвідвальна обробка	0,50	Кукурудза на силос	0,6	0,80
Культивація	0,30	Соняшник	0,8	3,60
Дискування	0,05	Горох	1,5	0,60
Боронування	1,20	Буряк	1,6	0,02
Оранка зяби	0,50	Картопля	1,8	1,50

Визначення втрат енергії  $E_A$  за залежністю (2) виконується шляхом порівняння базового значення продуктивності  $W_s$ , яке відповідає номінальному режиму МТА і оптимальному  $W_o$  при врахуванні негативного впливу коливань навантаження агрегату. Оцінка впливу оптимальних параметрів і режимів роботи МТА на енерговитрати технологічного процесу визначається за залежністю [11]:

$$\lambda_{\bar{E}_{MTA}} = \bar{E}_{MTA} / \bar{E}_{MTA \delta}, \quad (4)$$

де  $\bar{E}_{MTA}, \bar{E}_{MTA \delta}$  – відповідно середнє і базове значення енерговитрат МТА в області оптимального і номінального режимів роботи двигуна, МДж/га.

Загальна енергопродуктивність врожаю  $E_n$  визначається за залежністю:

$$E_n = E_e \eta_e + \Delta E_{ni}, \quad (5)$$

де  $E_e$  – екологічна енергія, МДж;  $\eta_e$  – біоенергетичний ККД рослин;  $\Delta E_{ni}$  – збільшення енергопродуктивності при енерготехнологічних впливах  $E_{ai}$ :

$$\Delta E_{ni} = \sum_{i=1}^n E_{ai} \cdot \eta_{ai}, \quad (6)$$

де  $\eta_{ai}$  – біоенергетичний ККД оцінки антропогенних впливів.

За залежністю (6) отримаємо:

$$\eta_{ai} = \Delta E_{ni} / \sum_{i=1}^n E_{ai}. \quad (7)$$

Витрати антропогенних впливів  $E_{ai}$  формуються, перш за все, із витрат на насіння і добрива, на паливо-мастильні матеріали, а також із енергії, витраченої при використанні техніки. В даному випадку біоенергетичний ККД при оптимальних режимах роботи МТА записується у вигляді:

$$\eta_{ai} = \Delta E_{ni} / \left( \sum_{i=1}^n E_{ai} \lambda_{\bar{E}_{MTA}} \right). \quad (8)$$

При оцінці  $\eta_{ai}$  необхідне врахування енергії при виконанні МТА збиральних робіт на втрати врожаю. З цією метою у Харківській філії УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого було проведено випробування жнивarki Olimac Drago (Італія) і висвітлена доцільність використання жнивarki в умовах України на збиранні кукурудзи на зерно (Рис. 3) [12].

Проведеною експлуатаційно-технологічною оцінкою встановлено, що продуктивність за годину основної роботи на робочій швидкості 11 км/год. і робочій ширині захвату 5,6 м

становила 6,0 га/год. Зниження продуктивності за змінним часом до 5,4 га/год. в основному пов'язане із витратами часу на переїзди по полю, переведення жниварки з робочого в транспортне положення і зворотно, технічне та технологічне обслуговування. Питома витрата палива склала 17,8 л/га.

Якість зерна (з бункера), %: основне зерно – 98,9; домішки – 1,1. Врожайність насіння – 90 ц/га, втрати зерна по бункеру – 99 кг/га; при енергоємності одного кілограму кукурудзи на зерно 12,2 МДж/кг «не корисні» енерговитрати жниварки Drago GT8-70 (8FR70-GT) в складі з комбайном Claas Lexion 760 дорівнюють 1207,9 МДж на одному гектарі зібраної кукурудзи на зерно. За енерговитратами модель жниварки Drago GT8-70 (8FR70-GT) відповідає нормативній документації.

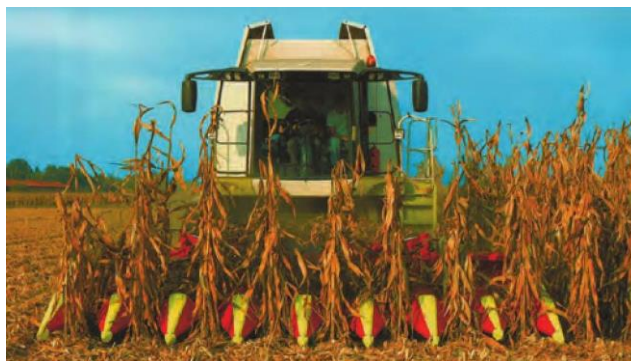


Рис. 3 – Процес збирання кукурудзи на зерно жниварним комплексом: жниварка Drago GT8-70 (8FR70-GT) + комбайн Claas Lexion 760

При обробітці різних сільгоспкультур важлива оцінка чутливості їх енергопродуктивності до енерготехнологічних впливів при виконанні певного технологічного процесу. З цією метою Харківська філія УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого в одному із районів Харківської області прийняла участь у виконанні технологічних процесів посіву ярової пшениці на площі 25 га. За залежністю (6) при енерготехнологічному впливі  $E_{ai}$  оцінювалася чутливість енергопродуктивності виконуваних технологічних операцій (табл. 3).

Таблиця 3 – Чутливість енергопродуктивності  $\Delta E_{ni}$  ярової пшениці до енерготехнологічних впливів  $E_{ai}$

Енергетичний вплив $E_{ai}$	Збільшення		Енергомісткі збільшення, МДж/га	Енерговитрати, МДж/га	Чутливість енерго-сполучення
	%	ц/га			
Обробка ґрунту під пар з внесення добрив	16	5,30	6784	5140	1,32
Зяблева оранка	5	2,42	3098	2245	1,38
Лущення	4	1,18	1510	553	2,73
Передпосівна культивування	4	1,18	1510	236	6,39
Підготовка насіння до посіву	3,6	1,14	1459	269	5,43
Посів з внесенням мінеральних добрив	6	2,68	3430	2560	1,34
Закриття вологи	3	0,95	1229	201	6,10
Боронування сходів	2	0,64	819	199	4,10

Аналіз даної таблиці показує, що найбільший вплив на збільшення врожаю ярової пшениці

мають технологічні процеси обробки ґрунту під пар з внесення добрив, зяблева оранка, посів з внесенням мінеральних добрив і т.д. При цьому найбільшу чутливість енерговитрат на збільшення врожаю ярової пшениці мають технологічні процеси передпосівної культивування, підготовка насіння до посіву, закриття вологи і т.д.

### **Висновки.**

Енерготехнологічна адаптація тракторів загального призначення оцінюється за ступенем зниження його енерговитрат в агротехнологіях при реалізації біопотенціалу сільгоспкультур. Запропонована методика оцінки біопотенціалу сортових можливостей основних сільгоспкультур, що базується на оптимізації технологічного процесу, а також добрив з врахуванням метеорологічних факторів і природного потенціалу ґрунту. Експериментально доказано, що на збиральних роботах кукурудзи на зерно «не корисні» енерговитрати жнивarki Drago GT8-70 (8FR70-GT) в складі комбайна Claas Lexion 760 дорівнюють 1207,8 МДж на одному гектарі зібраної кукурудзи на зерно. На збільшення врожаю ярової пшениці має місце підвищення реалізації її біопотенціалу в технологічних процесах передпосівної культивування, закриття вологи, підготовка насіння до посіву.

Відкритим залишається питання оцінки взаємозв'язку витрати палива двигуном трактора з біопотенціалом обробітку сільгоспкультур. Необхідне виконання теоретичних і експериментальних досліджень у даному напрямку, особливо комбінованих сільгоспагрегатів.

### **Список літератури:**

1. Macmillan, R. H. The mechanics of tractor-implement performance: theory and worked examples: a textbook for students and engineers. The University of Melbourne, 2002., 166 p.
2. Надикто В., Кюрчев В. Нові елементи теорії тягової динаміки та експлуатації колісних тракторів. Техніка і технології АПК. 2021. № 4 (117). С. 21-26.
3. Лебедев А. Сучасні проблеми теорії трактора. Техніка і технології АПК. 2021. № 1 (118). 20-25.
4. Лебедев А., Лебедев С. Технологічна адаптація тракторів загального призначення. Техніка і технології АПК. 2021. № 4 (121). С. 17-21.
5. Лебедев С. Технічний рівень тракторів сільськогосподарського призначення на ринку України. Техніка і технології АПК. 2014. № 11 (52). С. 8-12.
6. Кваліметрія та метрологічне забезпечення випробувань тракторів (2018). Лебедев А.Т., Лебедев С.А., Коробко А.І. Під ред. А.Т. Лебедева. Харків: Вид-во «Міськдрук». 394 с.
7. Біотехнологія: Підручник/В.Г. Герасименко, М.О. Герасименко, М.І. Цвіліховський та ін.; За заг.ред. В.Г. Герасименка. – К: Фірма «ІНКОС», 2006. – 647 с.
8. Довідка про результати державних випробувань сільськогосподарських культур на сортостанціях Харківської області за 2016 р. Харків: Інспектура держкомісії з Харківської області, 2017. 93 с.
9. Пастухов В.І. Якість механізованих технологічних операцій і біопотенціал польових культур: Наукові рекомендації працівникам механізованого рослинництва. Харків: Ранок, 2002. 124 с.
10. Ковтун Ю.І. Система якості «поле-машина» з основами агрокваліметрії: Наукові рекомендації для працівників механізованого рослинництва. Харків: ПНВП Промпроект, 2007. 140 с.
11. Журавлев С.Ю., Цугленок Н.В. Оценка влияния оптимальных показателей работы МТА на энергозатраты технологического процесса. Вестник КрасГАУ. 2010. № 10. С. 146-151.
12. Коробко А., Тетівник Г., Твердохліб С., Козлов Ю. Випробування жнивarki Olimac, типу Drago, виробництва компанії Olimac s.r.l. (Італія). Техніка і технології АПК. 2021. №1 (118). С. 13-16.

### **References (transliterated):**

1. Macmillan, R. H. The mechanics of tractor-implement performance: theory and worked examples: a textbook for students and engineers. The University of Melbourne, 2002., 166 p.
2. Nadykto V., Kiurchev V. Novi elementy teorii tiahovoi dynamiky ta ekspluatatsii kolisnykh traktoriv. Tekhnika i tekhnolohii APK. 2021. № 4 (117). S. 21-26.
3. Lebediev A. Suchasni problemy teorii traktora. Tekhnika i tekhnolohii APK. 2021. № 1 (118). 20-25.
4. Lebediev A., Lebediev S. Tekhnolohichna adaptatsiia traktoriv zahalnoho pryznachennia. Tekhnika i tekhnolohii APK. 2021. № 4 (121). S. 17-21.
5. Lebediev S. Tekhnichnii riven traktoriv silskohospodarskoho pryznachennia na rynku Ukrainy. Tekhnika i tekhnolohii APK. 2014. № 11 (52). S. 8-12.
6. Kvalimetriia ta metrolohichne zabezpechennia vyprobuvan traktoriv (2018). Lebediev A.T., Lebediev S.A., Korobko A.I. Pid red. A.T. Lebedieva. Kharkiv : Vyd-vo «Miskdruk». 394 s.

7. Biotekhnolohiia: Pidruchnyk/V.H. Herasymenko, M.O. Herasymenko, M.I. Tsvilikhovskyyi ta in.; Za zah.red. V.H. Herasymenka. – K: Firma «INKOS», 2006. – 647 s.
8. Dovidka pro rezultaty derzhavnykh vyprobuvan silskohospodarskykh kultur na sortostantsiakh Kharkivskoi oblasti za 2016 r. Kharkiv: Inspektura derzhkomisii z Kharkivskoi oblasti, 2017. 93 s.
9. Pastukhov V.I. Yakist mekhanizovanykh tekhnolohichnykh operatsii i biopotentsial polovykh kultur: Naukovi rekomendatsii pratsivnykam mekhanizovanoho roslynnytstva. Kharkiv: Ranok, 2002. 124 s.
10. Kovtun Yu.I. Systema yakosti «pole-mashyna» z osnovamy ahrokvalimetrii: Naukovi rekomendatsii dlia pratsivnykiv mekhanizovanoho roslynnytstva. Kharkiv: PNVP Promproekt, 2007. 140 s.
11. Zhuravlev S.Iu., Tshulenok N.V. Otsenka vliyaniya optymalnykh pokazatelei raboty MTA na enerhozatraty tekhnolohycheskoho protsessa. Vestnyk KrasHAU. 2010. № 10. S. 146-151.
12. Korobko A., Tetivnyk H., Tverdokhlib S., Kozlov Yu. Vyprobuvannia zhnyvarky Olimac, typu Drago, vyrobnytstva kompanii Olimac s.r.l. (Italiia). Tekhnika i tekhnolohii APK. 2021. №1 (118). S. 13-16.

*Надійшла (received) 18.12.2023 р.*

*Відомості про авторів / About the Authors*

**Лебедев Анатолій Тихонович (Lebedev Anatoliy)** – доктор технічних наук, професор, Сумський національний аграрний університет, професор кафедри агроінжинірингу, м. Суми, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1975-3323>; e-mail: [tiaxntusg@gmail.com](mailto:tiaxntusg@gmail.com)

**Лебедев Сергій Анатолійович (Lebedev Sergei)** – кандидат технічних наук, директор, Харківська філія УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3067-5135>; e-mail: [hfukrndipvt@gmail.com](mailto:hfukrndipvt@gmail.com)

**Коробко Андрій Іванович (Korobko Andrii)** – доктор технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, професор кафедри технології машинобудування та ремонту машин, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6618-7790>; e-mail: [ak82andrey@gmail.com](mailto:ak82andrey@gmail.com)

**Шуляк Михайло Леонідович (Shuliak Mykhailo)** – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри агроінжинірингу, Сумський національний аграрний університет, вул. Герасима Кондратьєва, 160, м. Суми, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7286-6602>, e-mail: [m.l.shulyak@gmail.com](mailto:m.l.shulyak@gmail.com)

**Мурчич Максим Миколайович (Murchych Maksym)** – здобувач вищої освіти PhD, Сумський національний аграрний університет, кафедра агроінжинірингу, м. Суми, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0002-2824-152X> e-mail: [murchych@gmail.com](mailto:murchych@gmail.com)

**Пирогов Олексій Олексійович (Pyrogov Oleksii)** – здобувач вищої освіти PhD, Сумський національний аграрний університет, кафедра агроінжинірингу, м. Суми, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0009-2892-4583>, e-mail: [alexpirogov55@gmail.com](mailto:alexpirogov55@gmail.com)

***I.B. КОЛЕСНИК, Є.І. КАЛІНІН, Ю.І. КОЛЕСНИК, І.О. ШЕВЧЕНКО***

## **ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ТРАНСПОРТНОГО АГРЕГАТУ**

В статті наведено теоретичні основи ефективності використання транспортного агрегату, що сприяють підвищенню продуктивності, надійності та довговічності роботи, поліпшенню тягово-зчіпних властивостей, гальмівних якостей, стійкості, зниження витрати палива трактора, базується на взаємодоповнюючих та основних динамічних і кінематичних залежностях руху трактора та причепа.

**Ключові слова:** трактор, транспортний агрегат, неусталений рух, тягово-зчіпний пристрій, тягове зусилля.

***I. KOLESNIK, E. KALININ, Yu. KOLESNIK, I. SHEVCHENKO***

## **THEORETICAL BASIS OF EFFECTIVENESS OF THE TRANSPORT UNIT**

The article provides a theoretical basis for the effectiveness of a high-speed transport unit, which results in increased productivity, reliability and durability of the robot, an increase in traction power, friction strength, durability, and reduction in The cost of firing the tractor is based on the mutually consistent and basic dynamic and kinematic conditions of the tractor and the trailer.

**Key words:** tractor, transport unit, tireless tractor, traction device, traction device.

**Вступ.** На підставі аналізу науково-дослідних робіт, технологічних, конструкторських та експериментальних робіт найбільш логічним є розподілення об'єкта досліджень:

- теоретичні основи динамічних процесів, що протікають при русі тракторних агрегатів у діапазоні транспортних робіт;
- конструктивна реалізація теоретичних основ щодо покращення динаміки транспортного агрегату;
- експериментальна перевірка прийнятих рішень.

Наукова гіпотеза, що полягає у пропозиціях та прогнозі кінцевих подій, полягала у розробці наукових засад процесу динамічної взаємодії зчіпних мас трактора та причепа, що передбачає використання параметрів тягово-зчіпного пристрою зі зміною якісних та кількісних їх показників, спрямованих на покращення експлуатаційних властивостей та паливної економічності транспортного агрегату [1].

### **Аналіз останніх досягнень та публікацій.**

Неусталеним рухом прийнято називати рух транспортного агрегату на певних ділянках колії зі швидкістю, що постійно змінюється. Рух, що не встановився, є невід'ємною частиною, наочним проявом динамічної взаємодії зчіпних мас транспортного агрегату в процесі його експлуатації. Воно супроводжується постійною зміною швидкісних і навантажувальних режимів у складових ланках транспортних поїздів, яскраво вираженою нерівномірністю опору їх пересування [1, 4].

### **Мета та постановка задачі дослідження.**

Підвищення динамічних і енергетичних показників транспортного агрегату під час виконання технологічних робіт в аграрному секторі шляхом вдосконалення тягово-зчіпних з'єднань.

Для досягнення поставленої мети вирішувались завдання покращення тягово-зчіпних властивостей, керованості, стійкості, ергономічних та розгінно-гальмівних властивостей у процесі виробництва сільськогосподарської продукції.

### **Основний матеріал та результати дослідження.**

Під час транспортування на серійному тягово-зчіпному пристрою (рис. 1) відбувається чергування різних за своїм характером процесів: визначення зазору в зчіпному пристрої (в той чи інший бік) та удар (накат, відкат), і тому вони описуються різними системами рівнянь [3, 5].

З умови рівноваги сил, що діють, вибір зазору в зчпному пристрої може бути представлений у вигляді двох рівнянь, перше з яких відображає співвідношення сил в тракторі, а друге в причепі:

$$\begin{cases} m_{mp} \dot{\vartheta}_{mp} = I t_0 + f m_{mp} g; \\ m_{np} \dot{\vartheta}_{np} = f m_{np} g. \end{cases} \quad (1)$$

де  $m_{mp}$ ,  $m_{np}$  - відповідно маси трактора та причепа;  $m_{mp}g$ ,  $m_{np}g$  - сили тяжіння трактора та причепа;  $I = M_0 / (t_1 r_k)$  - сумарний темп докладання рушійних сил;  $M_0$  - значення моменту, що встановилося;  $t_1$  - час руху;  $r_k$  - радіус провідних коліс трактора;  $\dot{\vartheta}_{mp}$ ,  $\dot{\vartheta}_{np}$  - прискорення трактора та причепа;  $f$  - коефіцієнт опору коченню;  $t_0$  - час вибору зазору у тягово-зчпному пристрої.

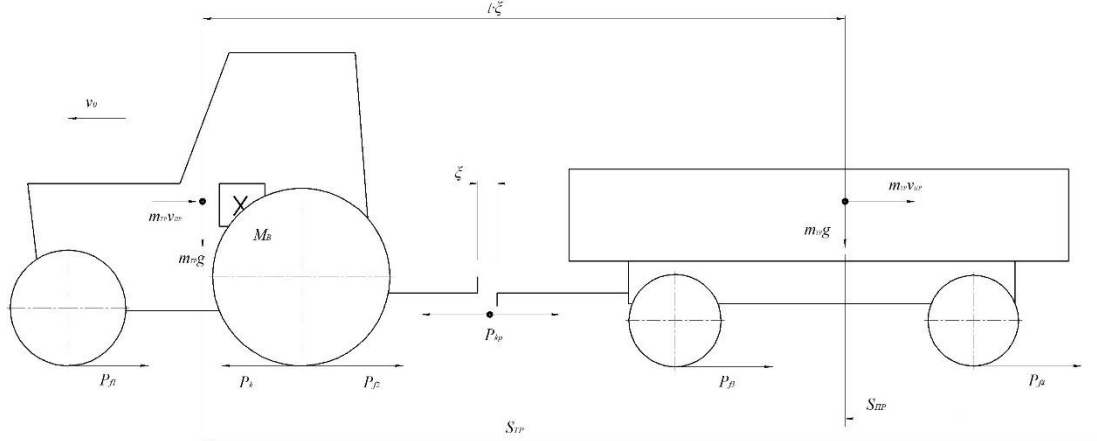


Рисунок 1 - Схема сил, що діють на транспортний агрегат під час руху із серійним тягово-зчпним пристроєм

Швидкість переміщення трактора та причепа можемо знайти шляхом інтегрування:

$$\begin{cases} \vartheta_{mp} = \int \left( \frac{I}{m_{mp}} t + fg \right) dt \\ \vartheta_{np} = \int fg dt \end{cases} \quad (2)$$

або

$$\begin{cases} \vartheta_{mp} = \frac{I}{2m_{mp}} t^2 + fgt + \vartheta_{mp0} \\ \vartheta_{np} = fgt + \vartheta_{np0} \end{cases} \quad (3)$$

Інтегруючи ще раз, знайдемо шлях, пройдений трактором та причепом:

$$\begin{cases} S_{mp} = \int \left( \frac{I}{2m_{mp}} t^2 + fgt + \vartheta_{mp0} \right) dt \\ S_{np} = \int (fgt + \vartheta_{np0}) dt \end{cases} \quad (4)$$

або

$$\begin{cases} S_{mp} = \frac{I}{6m_{mp}} t_0^3 + \frac{fg}{2} t_0^2 + \vartheta_{mp0} t_0 + S_{mp0} \\ S_{np} = \frac{fg}{2} t_0^2 + \vartheta_{np0} t_0 + S_{np0} \end{cases} \quad (5)$$



З рівняння (5) неважко знайти відстань між центрами ваги трактора та причепа.

$$S_{у.м.} = S_{mp} - S_{np} = l - \xi + It^3 / (6m_{mp}) \quad (6)$$

де  $l_0$  - величина зазору в зчіпному пристрої.

До кінця вибору зазору в зчіпному пристрої  $S_{тр}-S_{пр}=l$ , а величина зазору в тягово-зчіпному пристрої дорівнюватиме:

$$\xi = It_0^3 / 6m_{mp} \quad (7)$$

Оскільки величина зазору є заданою, то з рівняння (7) визначимо час вибору зазору у тягово-зчіпному пристрої:

$$t_0 = \sqrt[3]{\frac{6m_{mp}\xi}{I}} \quad (8)$$

Величина тягового зусилля до кінця вибору зазору  $P_0=It_0$ , тобто характер зміни тягового зусилля в зчіпному пристрої транспортного агрегату залежить від темпу застосування рушійних сил  $I$ .

$$P_0 = \sqrt[3]{6m_{mp}I^2\xi} \quad (9)$$

Якщо  $S_{у.м.}=l-\xi$  або  $S_{у.м.}=l$  процес вибору зазору закінчується. Процес удару описується іншою системою рівняння:

$$\begin{cases} m_{mp}\dot{\vartheta}_{mp} = lt + fm_{mp}g - c_d\Delta_d + P_0 \\ m_{np}\dot{\vartheta}_{np} = lt + fm_{np}g - c_d\Delta_d \end{cases} \quad (10)$$

де  $c_d$  - жорсткість пружного серійного елемента тягово-зчіпного пристрою;  $\Delta_d$  - величина деформації пружного елемента тягово-зчіпного пристрою;  $t$  - поточний час аналізованого процесу.

Пружний зв'язок тягово-зчіпного пристрою має лінійну характеристику, тому реакція пружного зв'язку дорівнює  $P_y=C_d\Delta_d$ . Оскільки нас цікавить переважно вона, отримаємо диференціальне рівняння другого порядку щодо величини деформації пружного елемента тягово-зчіпного пристрою. Замінивши в рівнянні (10):  $\dot{\vartheta}_{тр}, \dot{\vartheta}_{пр} = \ddot{\Delta}_d$  отримуємо [2]:

$$m_{mp}m_{np}\ddot{\Delta}_d = m_{np}lt + f(m_{mp}gm_{np} - m_{np}gm_{mp}) - c_d\Delta_d(m_{np} + m_{mp}) + P_0m_{np}; \quad (11)$$

або

$$\ddot{\Delta}_d + \gamma^2\Delta_d = Qt + W; \quad (12)$$

де  $\gamma^2 = \frac{c(m_{mp} + m_{np})}{m_{mp}m_{np}}$  - кругова частота власних коливань;  $Q=I/m_{mp}$ ;  $W=P_0/m_{mp}$ .

Рівняння (12) це лінійне неоднорідне диференціальне рівняння другого порядку з постійними коефіцієнтами, тому його загальне рішення буде сумою загального рішення однорідного і приватного рішення неоднорідного рівняння.

Оскільки коріння характеристичного рівняння  $K_{1,2} = \pm\gamma \cdot i$

$$\bar{\Delta}_d = c_1 \text{Sin} \gamma t + c_2 \text{Cos} \gamma t \quad (13)$$

Приватне рішення неоднорідного рівняння матиме вигляд:

$$\Delta^*_d = At + B \quad (14)$$

Знайдемо  $A$  і  $B$  підставивши  $\Delta^*_d$  до рівняння (12) звідки:  $A = Q / \gamma^2$  і  $B = W / \gamma^2$ .

Отже, загальне рішення рівняння (12) має вигляд:

$$\Delta_d = c_1 \text{Sin} \gamma t + c_2 \text{Cos} \gamma t + Q / \gamma^2 t + W / \gamma^2. \quad (15)$$

Знайдемо  $c_1$  і  $c_2$ , знаючи, що в початковий момент удару:  $t=0$ .

$$\Delta_d = 0 \text{ і } \dot{\Delta}_d = \mathcal{G}_0 = \mathcal{G}_{mp0} - \mathcal{G}_{np0}; \quad (16)$$

$$\dot{\Delta}_d = c_1 \gamma \text{Cos} \gamma t - c_2 \text{Sin} \gamma t + Q / \gamma^2. \quad (17)$$

Підставляємо вираз (16) до рівняння (15) та (17), отримуємо:

$$\begin{cases} 0 = c_2 + \frac{W}{\gamma^2}; \\ \mathcal{G}_0 = c_1 \gamma + Q / \gamma^3. \end{cases} \quad (18)$$

З рівняння (18) та знайдемо  $c_1$  і  $c_2$ :

$$\begin{cases} c_1 = \frac{\mathcal{G}_0}{\gamma} - \frac{Q}{\gamma^3}; \\ c_2 = -\frac{W}{\gamma^2}. \end{cases} \quad (19)$$

Підставимо  $c_1$  і  $c_2$  рівняння (12), отримаємо рішення рівняння (12)

$$\Delta_d = \left( \frac{\mathcal{G}_0}{\gamma} - \frac{Q}{\gamma^3} \right) \text{Sin} \gamma t - \frac{W}{\gamma^2} \text{Cos} \gamma t + \frac{Qt + W}{\gamma^2}. \quad (20)$$

З якого отримаємо величину тягового зусилля помноживши на  $c_d$ .

$$P = \frac{c_d}{\gamma^3} \left[ (v_0 \gamma^2 - Q) \text{Sin} \gamma t - W \gamma \text{Cos} \gamma t + (Qt + W) \gamma \right] \quad (21)$$

Швидкість руху трактора та причепа визначаємо з рівняння (10) шляхом підстановки  $\Delta_d$  з рівняння (18) та його інтегрування:

$$\begin{aligned} v_{mp} = & \frac{t^2}{2m_{mp}} \left( I - \frac{c_d Q}{\gamma^2} \right) + \left( tg - \frac{c_d W}{\gamma^2 m_{mp}} \right) t + \frac{1}{m_{mp}} \Gamma \text{Cos} \gamma t + \mathcal{G}_{mp0} - \\ & - \frac{1}{m_{mp}} \Gamma + \frac{1}{m_{mp}} P \text{Cos} \gamma t. \end{aligned} \quad (22)$$

$$v_{np} = \frac{c_d Q}{2\gamma^2 m} t^2 + \left( tg - \frac{c_d W}{\gamma^2 m_{np}} \right) t - \frac{1}{m_{np}} \Gamma \text{Cos} \gamma t - \frac{1}{m_{np}} \Pi \text{Sin} \gamma t + \vartheta_{np0} + \frac{1}{m_{np}} \Gamma. \quad (23)$$

Удар закінчується при  $S_{y,m} = l$  або  $S_{y,x} = l - \xi$ .

При введенні в дішло причепа пружно-демпфуючого тягово-зчіпного пристрою, рух транспортного агрегату (рис. 2) характеризуватиметься чергування трьох процесів: вибором зазору, стисненням пружно-демпфуючого елемента та ударом. Вибір зазору та удару описано і нічим не відрізняється від умов руху транспортного агрегату із серійним тягово-зчіпним пристроєм [6, 7].

Розглянемо процес стиснення.

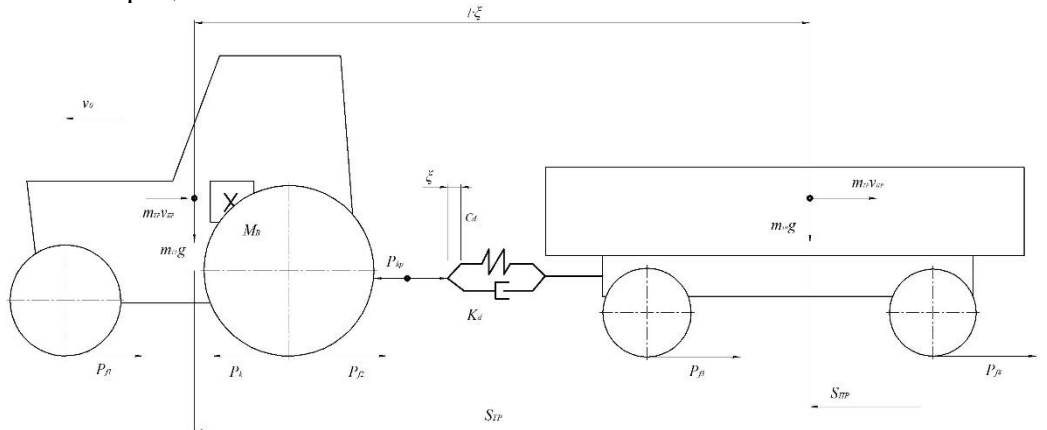


Рисунок 2 - Схема сил, що діють на транспортний агрегат при русі з пружно-демпфуючим тягово-зчіпним пристроєм

З системи рівняння рівноваги діючих сил на транспортний агрегат (рис. 2).

$$\begin{cases} m_{mp} \dot{\vartheta}_{mp} = It + f m_{mp} g - c_d \Delta_d + P_0 - k_d \dot{\Delta}_d; \\ m_{np} \dot{\vartheta}_{np} = f m_{np} g - c_d \Delta_d + P_0 - k_d \dot{\Delta}_d. \end{cases} \quad (24)$$

де  $k_d$  - коефіцієнт демпфування пружно-демпфуючого тягово-зчіпного пристрою;  $\dot{\Delta}_d$  - швидкість переміщення штока пружно-демпфуючого тягово-зчіпного пристрою.

Замінивши в рівнянні (24)  $\dot{\vartheta}_{mp}, \dot{\vartheta}_{np} = \ddot{\Delta}_d$ , отримаємо рівняння щодо взаємного переміщення трактора та причепа, вирішивши яку можна визначити застосування тягового зусилля у процесі роботи пружно-демпфуючого тягово-зчіпного пристрою.

$$\ddot{\Delta}_d = \frac{I}{m_{mp}} t - c_d \Delta_d \left( \frac{I}{m_{mp}} + \frac{I}{m_{np}} \right) - k_d \left( \frac{I}{m_{mp}} + \frac{I}{m_{np}} \right) \dot{\Delta}_d; \quad (25)$$

або

$$\ddot{\Delta}_d + 2E \dot{\Delta}_d + \gamma^2 \Delta_d = \frac{It}{m_{mp}}; \quad (26)$$

де  $2E = k_d \frac{m_{np} + m_{mp}}{m_{mp} m_{np}}$  - коефіцієнт загасання, оскільки  $\gamma > E^2$ , коріння характеристичного рівняння дорівнюватиме  $\kappa_{1,2} = -E \pm \mu i$ , де  $\mu = \sqrt{\gamma - E^2}$ .

Отже,

$$\bar{\Delta}_d = e^{-Et} (c_3 \text{Sin} \mu t + c_4 \text{Cos} \mu t). \quad (27)$$

Приватне рішення неоднорідного рівняння матиме вигляд:  
 $\Delta^*_d = A_1 t + B_1$ ;  $A_1$  і  $B_1$  – знайдемо, підставимо  $\Delta^*_d$  у рівняння (26):

$$2EA_1 + \gamma^2(A_1 t + B_1) = \frac{lt + P_0}{m_{mp}}. \quad (28)$$

Звідки:  $A_1 = I / (\gamma^2 m_{mp})$ ;  $B_1 = P_0 \gamma^2 - 2EI / (\gamma^4 m_{mp})$ .

Зважаючи на початкову умову:  $t=0$ ;  $\Delta_d=0$ ;  $\dot{\Delta}_d = \mathcal{G}_0$ , знайдемо  $C_3$  і  $C_4$  з рівняння (29):

$$\begin{cases} \Delta_d = e^{-Et} (c_3 \sin \mu t + c_4 \cos \mu t) + \frac{l\gamma^2 + P_0 \gamma^2 - 2EI}{\gamma^4 m_{mp}}; \\ \dot{\Delta}_d = -E e^{-Et} (c_3 \sin \mu t + c_4 \cos \mu t) + \mu e^{-Et} (c_3 \sin \mu t - c_4 \cos \mu t) + \frac{I}{\gamma^2 m_{mp}}; \end{cases} \quad (29)$$

отримаємо:

$$\begin{cases} 0 = c_4 + \frac{P_0}{\gamma^2 m_{mp}} - \frac{2EI}{\gamma^4 m_{mp}}; \\ \mathcal{G}_0 = c_3 \mu - c_4 E + I / (\gamma^2 m_{mp}); \end{cases} \quad (30)$$

Звідки

$$\begin{cases} c_4 = -\frac{P_0}{\gamma^2 m_{mp}} - \frac{2EI}{\gamma^4 m_{mp}}; \\ c_3 = -\frac{1}{\mu} \left( \mathcal{G}_0 - \frac{P_0 E}{\gamma^2 m_{mp}} + \frac{2E^2 I}{\gamma^4 m_{mp}} - \frac{I}{\gamma^2 m_{mp}} \right). \end{cases} \quad (31)$$

Тягове зусилля трактора складається з суми алгебри двох компонентів: реакції пружного зв'язку і реакції непружного опору демпфера, тобто:

$$P_{кр} = e^{-Et} (P_1 \sin \mu t + P_2 \cos \mu t) + I_1 t + P_3. \quad (32)$$

де  $P_1 = (\Delta_d - k_d E) c_3 - k_d \mu c_4$ ;  $P_2 = (\Delta_d - k_d E) c_4 - k_d \mu c_3$ ;  $I_1 = \Delta_d I / (\gamma^2 m_{mp})$ ;  
 $P_3 = (\Delta_d P + EI) \gamma^2 - 2\Delta_d EI / (\gamma^4 m_{mp})$ .

Швидкість трактора та причепа визначаємо шляхом підстановки в рівняння (24)  $\Delta_d$  і  $\dot{\Delta}_d$ , рівняння (29) та його інтегрування:

$$v_{mp} = \frac{I}{2m_{mp}} t^2 + \left( fg - \frac{c_d \Delta_d + P - k_d \dot{\Delta}_d}{m_{mp}} \right) t + \mathcal{G}_{mp0} \quad (33)$$

$$v_{np} = \left( fg + \frac{c_d \Delta_d - k_d \dot{\Delta}_d}{m_{np}} \right) t + \mathcal{G}_{np0} \quad (34)$$

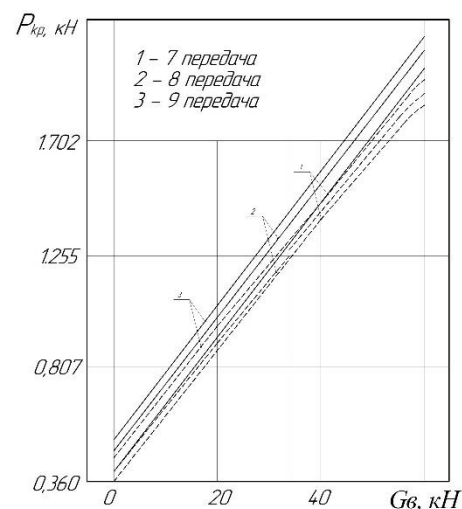
Процес стиснення закінчується при  $S_{u,m} = l$  або  $S_{u,m} = l - \zeta$ .

Як видно рівність  $S_{ц.м.} = l$  та  $S_{ц.м.} = l - \xi$  одночасно є початковою умовою початку чи кінця будь-якого з трьох процесів, проте, щоб знати який процес почнеться, необхідно знати співвідношення швидкостей та прискорень зчїпних мас транспортного агрегату, що в аналітичному вигляді зробити практично неможливо.

Тому, щоб визначити всі показання одного циклу періодичних коливань цієї системи під час руху, прорахуємо цю модель, попередньо проаналізувавши і задаючи параметри тягово-зчїпного пристрою і всі співвідношення, що відповідають моментам переходу з одного процесу до іншого.

Початок вибору зазору ( $S_{ц.м.} = l; v_{тр} > v_{пр}; S_{ц.м.} = l - \xi; v_{тр} < v_{пр}$ ); початок удару ( $S_{ц.м.} = l; v_{тр} < v_{пр}; S_{ц.м.} = l - \xi; v_{тр} > v_{пр}$ ); початок стиску ( $S_{ц.м.} = l; v_{тр} > v_{пр}$ ).

На підставі отриманого середнього значення тягового зусилля  $P_{кр}$  будуються графічні залежності цієї величини від маси вантажу, що перевозиться (рис. 3, 4, 5). З графіків видно, що середні значення величини тягового зусилля транспортного агрегату збільшуються, зі збільшенням маси вантажу, що перевозиться в причепі, причому залежності зміни середньої величини тягового зусилля  $P_{кр}$  в серійному тягово-зчїпному пристрою (показано суцільними лініями) проходять вище, ніж залежності середнього значення тягового зусилля  $P_{кр}$  в пружно-демпфуючому тягово-зчїпному пристрою (показано пунктирними лініями) [8]. Так при русі транспортного агрегату ґрунтовою і сухою дорогою (рис. 3) з серійним тягово-зчїпним пристроєм середня величина тягового зусилля змінюється на 7 передачі від 0,406 до 1,837 кН, на 8 передачі від 0,455 до 1,878 кН, на 9 передачі від 9 до 4 від 0, а з використанням пружно-демпфуючого тягово-зчїпного пристрою середня величина тягового зусилля змінюється на 7 передачі від 0,400 до 1,500 кН, на 8 передачі від 0,430 до 1,600 кН, на 9 передачі від 0,448 до 1,659 кН.

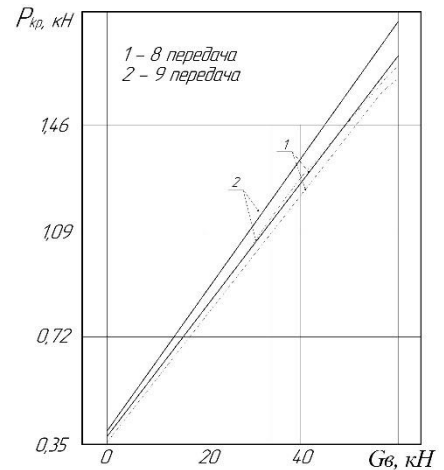


———— серійний тягово-зчїпний пристрій

----- пружно-демпфуючий тягово-зчїпний пристрій

Рисунок 3 - Теоретична залежність навантаження ( $P_{кр}$ ) у тягово-зчїпному пристрої від маси вантажу під час руху транспортного агрегату ґрунтовою дорогою

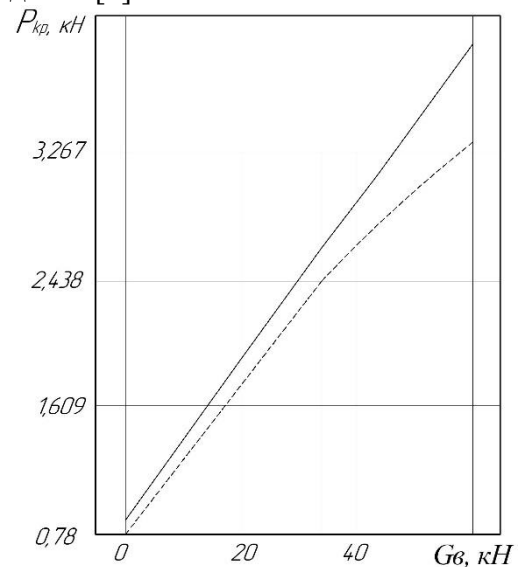
На асфальтованому покритті (рис. 4) середня величина тягового зусилля  $P_{кр}$  в серійному тягово-зчїпному пристрою змінюється під час руху транспортного агрегату на 8 передачі від 0,377 до 1,727 кН, на 9 передачі від 0,371 до 1,817 кН, на 9 передачі від 0,354 до 1,670 кН.



- – серійний тягово-зчіпний пристрій  
 - - - - - – пружно-демпфуючий тягово-зчіпний пристрій

Рисунок 4 - Теоретична залежність навантаження ( $P_{кр}$ ) у тягово-зчіпному пристрої від маси вантажу під час руху транспортного агрегату асфальтованою дорогою

На стерні (рис. 5) середня величина тягового зусилля  $P_{кр}$  у серійному тягово-зчіпному пристрої змінюється на 7 передачі від 0,900 до 4,078 кН, пружньо-демпфуючий тягово-зчіпний пристрій на 7 передачі від 0,783 до 3,358 кН. Збільшення величини імпульсу сил у тягово-зчіпному пристрої від швидкості руху транспортного агрегату пояснюється найбільше значення тягового зусилля  $P_{кр}$  на підвищених передачах [9].



- – серійний тягово-зчіпний пристрій  
 - - - - - – пружно-демпфуючий тягово-зчіпний пристрій

Рисунок 5 - Теоретична залежність навантаження ( $P_{кр}$ ) у тягово-зчіпному пристрої від маси вантажу під час руху транспортного агрегату по стерні

Використання пружньо-демпфуючого тягово-зчіпного пристрою дозволило знизити середню величину тягового зусилля при русі транспортного агрегату ґрунтовою сухою дорогою на 7 передачі на 7-9%, на 8 передачі на 8-9%, на 9 передачі на 8-13%, по асфальтованому шосе на 8 передачі на 4-8%, на 9 передачі на 4-8%, по стерні на 7 передачі на 12-17%.

#### Висновки.

Проведені теоретичні дослідження руху транспортного агрегату дозволили зробити такі висновки:

1. У процесі руху транспортного агрегату, трактор витрачає роботу на гасіння сили інерції причепа.

2. Сила інерції причепа є горизонтальною силою по відношенню до трактора і позначається на процесі руху транспортного агрегату однаково негативно незалежно від напрямку.

3. Імпульс сили інерції причепа залежить від амплітуди та частоти коливання причепа.

4. Для зменшення імпульсу сили інерції причепа необхідні технічні рішення, спрямовані на зменшення амплітуди та частоти коливання.

5. Обґрунтування параметрів пружньо-демпфуючого тягово-зчіпного пристрою з умов комфортабельності та плавності руху транспортного агрегату за обраною частотою коливань причепа дозволило зменшити середні значення тягового зусилля  $P_{кр}$  на сільськогосподарських фонах від 7 до 17%.

#### Список літератури:

1. Калінін Є., Колеснік І., Наукова гіпотеза неусталеного руху тракторно-транспортного поїзда. Наукові доповіді XXII Міжнародної наукової конференції «Науково-технічні засади розроблення, випробування та прогнозування сільськогосподарської техніки і технологій», 23 вересня 2022 року, УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого; Україна, Дослідницьке, 2022. С. 124-127.
2. Власов О.В. Калінін Є.І. Визначення параметрів тягово-довантажувального пристрою до причепа енергетичного засобу. Наукове видання збірник тез доповідей XI всеукраїнської науково-практичної конференції студентів, аспірантів та молодих учених «Підвищення надійності машин і обладнання» 20-21 квітня 2017 року. С. 99-100.
3. Колеснік І.В. Критерии и оценочные показатели маневренности трактора на транспортных работах / И.В. Колесник // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture – 2016. Vol. 18. No. 4. С. 73-77.
4. Колеснік І. Підвищення точності руху транспортного агрегата завдяки виконанню профілактичних робіт рульового керування / І. Колеснік // Техніко-технологічні аспекти та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України: збірник наук. праць УкрНДІПВТ ім. Л.Погорілого. – Дослідницьке, 2017. – Вип. 21 (35). – С. 169 – 174.
5. Колеснік І.В. Визначення керованості транспортного агрегату в залежності від зміни маси вантажу / І.В. Колеснік, М.Л. Шуляк, І.О. Шевченко // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2015. – Вип. 160 – С. 255 – 260.
6. Kalinin E. Optimization of machinery operation modes from the point of view of their dynamics / Evgeniy Kalinin, Mykhailo Shuliak, Ivan Koliesnik // Proceedings of ICCPT 2019, May 28-29, 2019. — Tern. : TNTU, Scientific Publishing House “SciView”, 2019. — P. 211–222.
7. Шуляк М. Л. Оцінка функціонування сільськогосподарського агрегату за динамічними критеріями / М. Л. Шуляк, А. Т. Лебедев, М. П. Артьомов, Є. І. Калінін // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. - 2016. - № 4. - С. 218-226.
8. Shulyak M.L. Експериментальне дослідження алгоритму керування режимами роботи транспортного агрегату / M.L. Shulyak, Lebedev A.T., Artyomov N.P., Maltsev V.P. // Системи управління, навігації та зв'язку. Збірник наукових праць. – Полтава: ПНТУ, 2017. – Т. 3 (43). – С. 38-42.
9. Шевченко І. О., Прокопенко Д. О. Покращення плавності ходу машинно-тракторних агрегатів та транспортно-технологічних агрегатів. Молодь і індустрія 4.0 в XXI столітті: матеріали XIX Міжнар. форуму молоді, 6-7 квіт. 2023 р. Харків: ДБТУ, 2023. С. 62.

#### References (transliterated):

1. Kalinin E., Kolesnik I., Scientific hypothesis of the tireless movement of the tractor-transport train. Scientific evidence from the 22nd International Scientific Conference “Scientific and technical developments of fragmentation, testing and forecasting of agricultural technology and technologies”, 23 June 2022, UkrNDIPVT and m. L. Pogorily; Ukraine, Doslidnytske, 2022. pp. 124-127.
2. Vlasov O.V. Kalinin E.I. The value of the parameters of the traction-and-pulling device is determined by the energy source. Scientific collection of the reports of the XI All-Ukrainian scientific and practical conference of students, postgraduate students and young scientists “Improving the reliability of machines and ownership” 20-21 quarter 2017. pp. 99-100.
3. Kolesnik I.V. Criteria and evaluation indicators of tractor maneuverability during transport operations / I.V. Kolesnik // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture – 2016. Vol. 18.No. 4. pp. 73-77.
4. Kolesnik I. Improving the accuracy of the steering wheel of the transport unit as a result of preventive robots of the steering wheel / I. Kolesnik // Technical and technological aspects and testing of new equipment and technologies for the agricultural state of Ukraine: collection of sciences. prac UkrNDIPVT im. L. Pogorily. – Doslidnytske, 2017. – VIP. 21 (35). – P. 169 – 174.

5. Kolesnik I.V. The value of the keratinization of the transport unit in storage due to changing the mass of vantage / I.V. Kolesnik, M.L. Shulyak, I.O. Shevchenko // News of KhNTUSG im. P. Vasilenka. – Kharkiv: KhNTUSG, 2015. – Vip. 160 – pp. 255 – 260.
6. Kalinin E. Optimization of machinery operation modes from the point of view of their dynamics / Evgeniy Kalinin, Mykhailo Shuliak, Ivan Koliesnik // Proceedings of ICCPT 2019, May 28-29, 2019. - Tern. : TNTU, Scientific Publishing House “SciView”, 2019. - P. 211–222.
7. Shulyak M. L. Evaluation of the functioning of the agricultural unit based on dynamic criteria / M. L. Shulyak, A. T. Lebedev, M. P. Artyomov, E. I. Kalinin // Technical service of agro-industrial, forestry and transport complexes. - 2016. - No. 4. - P. 218-226.
8. Shulyak M.L. Experimental research on the algorithm for controlling modes of robots and transport units / M.L. Shulyak, Lebedev A.T., Artyomov N.R., Maltsev V.R. // Control, navigation and communication systems. Collection of scientific works. – Poltava: PNTU, 2017. – Т. 3 (43). – pp. 38-42.
9. Shevchenko I. O., Prokopenko D. O. Improving the smooth running of machine-tractor units and transport-technological units. Youth and industry 4.0 in the 21st century: materials of the 19th International Conference. youth forum, 6-7 quarters. RUR 2023 Kharkiv: DBTU, 2023. P. 62.

*Надійшла (received) 18.12.2023 р.*

*Відомості про авторів / About the Authors*

**Колеснік Іван Васильович (Koliesnik Ivan)** – кандидат технічних наук, Національний університет біоресурсів і природокористування України, доцент кафедри тракторів, автомобілів та біоенергоресурсів, м. Київ, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4192-1773>; e-mail: [ivankolesnik@nubip.edu.ua](mailto:ivankolesnik@nubip.edu.ua).

**Калінін Євген Іванович (Kalinin Evgeny)** – доктор технічних наук, професор, Національний університет біоресурсів і природокористування України, завідувач кафедри тракторів, автомобілів та біоенергоресурсів, м. Київ, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6191-8446>; e-mail: [kalinin@nubip.edu.ua](mailto:kalinin@nubip.edu.ua).

**Колеснік Юліана Ігорівна (Koliesnik Yuliana)** – Державний біотехнологічний університет, аспірант кафедри тракторів і автомобілів, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9915-2455>; e-mail: [julianakolesnik26@gmail.com](mailto:julianakolesnik26@gmail.com)

**Шевченко Ігор Олександрович (Shevchenko Ihor)** – кандидат технічних наук, доцент, Державний біотехнологічний університет, завідувач кафедри тракторів і автомобілів, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1280-5290>; e-mail: [igorshvchnk@gmail.com](mailto:igorshvchnk@gmail.com)



## ЗМІСТ

## Автомобілебудування

<i>А. А. Кашканов, В. М. Краснокутський, В. В. Кав'юк, С. Я. Матющенко</i> Обґрунтування тактико-технічних характеристик додаткової енергетичної установки при модернізації аеродромного багатоцільового кондиціонера АМК-24/56-131.....	3
<i>А. І. Коробко, І. В. Семенов</i> Повнопривідні вантажні автомобілі: проблеми та рішення.....	18
<i>А.С. Венгер</i> Моделювання управління дорожнім рухом міста та виявлення конкурентних маршрутів за допомогою інтелектуальних транспортних систем.....	27
<i>О.І. Назаров, С.І. Кривошапов, М.Є. Сергієнко, Н.М. Павлова, Є.І. Іванченко, В.П. Кулай</i> Моделювання ресурсу гальмівних механізмів легкових автомобілів за відносним зносом їх фрикційних поверхонь.....	35

## Тракторобудування

<i>В.Д. Даниленко, В.Ю. Ткачов, А.П. Кожушко, О.М. Горбов</i> Обґрунтування конструкційного вибору силової установки електротрактора.....	43
<i>М.А. Подригало, В.М. Краснокутський, В.М. Шевцов, О.Б. Панамарьова</i> Особливості тягового розрахунку тракторного самохідного шасі при агрегуванні з навісними машинами та знаряддями.....	52
<i>А.Т. Лебедєв, С.А. Лебедєв, А.І. Коробко, М.Л. Шуляк, М.М. Мурчич, О.О. Пирогов</i> Енерготехнологічна адаптація тракторів загального призначення.....	61
<i>І.В. Колєсник, Є.І. Калінін, Ю.І. Колєсник, І.О. Шевченко</i> Теоретичні основи ефективності використання транспортного агрегату.....	70

## CONTENTS

## Automobile construction

<i>A. Kashkanov, V. Krasnokutskiy, V. Kaviuk, S. Matiushchenko</i> Justification of the tactical and technical characteristics of the additional energy installation in the modernization of the airport multipurpose air conditioner АМК-24/56-131.....	3
<i>A. Korobko, I. Semenov</i> All-wheel trucks: problems and solutions.....	18
<i>A. Venger</i> Modeling city traffic management and identification of competitive routes using intelligent transportation systems.....	27
<i>O. Nazarov, S. Krivoshapov, M. Sergienko, N. Pavlova, E. Ivanchenko, V. Kulai</i> Modeling the resource of haul mechanisms of passenger vehicles with the promination of their frictions.....	35

## Tractor construction

<i>V. Danylenko, V. Tkachov, A. Kozhushko, O. Horbov</i> Justification of the design choice the electric tractor power plant.....	43
<i>M. Podryhalo, V. Krasnokutskiy, V. Shevtsov, O. Panamariova</i> Peculiarities of traction calculation of a tractor self-propelled chassis when combined with attachments and implements.....	52
<i>A.T. Lebedev, S.A. Lebedev, A.I. Korobko, M.L. Shuliak, M.M. Murchych, O.O. Pyrogov</i> Energy and technological adaptation of general purpose tractors.....	61
<i>I. Kolesnik, E. Kalinin, Yu. Kolesnik, I. Shevchenko</i> Theoretical basis of effectiveness of the transport unit.....	70

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

**ВІСНИК  
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХПІ».  
СЕРІЯ: АВТОМОБІЛЕ- ТА ТРАКТОРОБУДУВАННЯ**

**Збірник наукових праць**

**№ 2'2023**

Наукові редактори: Ребров О.Ю., д-р техн. наук, професор, НТУ «ХПІ», Україна  
Кожушко А.П. д-р техн. наук, доцент, НТУ «ХПІ», Україна  
Технічний редактор: Шевцов В.М., канд. техн. наук, доцент НТУ «ХПІ», Україна

Відповідальний за випуск: Ребров О.Ю., д-р техн. наук, професор, НТУ «ХПІ»

**АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ:** 61002, Харків, вул. Кирпичова, 2, НТУ «ХПІ».  
Кафедра автомобіле- і тракторобудування.  
Тел.: (057) 707-64-64; e-mail: alexrebrov0108@gmail.com

Підп. до друку 07.07.2023 р. Формат 60x84 1/8. Папір офсетний. Друк офсетний.  
Гарнітура Таймс. Умов. друк. арк. 74. Облік.-вид. арк. 3,6. Тираж 300 пр. Зам. № 23. Ціна  
договірна.

---

Тираж 300 пр. Зам. № 23. Ціна договірна. Друкарня ТОВ «Цифра принт»  
Свідоцтво про державну реєстрацію А01 № 432705 від 03.08.2009 р.  
61058, Харків, вул. Данилевського, 30. Телефон : (057) 786-18-60.