

**DOI: 10.30977/VEIT.2022.21.0**

**ISSN: 2226-9266**



# **АВТОМОБІЛЬ І ЕЛЕКТРОНІКА СУЧАСНІ ТЕХНОЛОГІЇ**



**ЕЛЕКТРОННЕ НАУКОВЕ  
СПЕЦІАЛІЗОВАНЕ  
ВИДАННЯ**

**ВИПУСК**



**ХАРКІВ**

Міністерство освіти і науки України

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Кафедра автомобільної електроніки

# **Автомобіль і Електроніка. Сучасні Технології**

**Електронне наукове фахове видання  
(друкована версія)**

**21/2022**

**Vehicle and Electronics.  
Innovative Technologies**  
Electronic scientific professional edition  
(printed version)

ISSN: 2226-9266

DOI: 10.30977/VEIT.2022.21.0

Харків 2022

Журнал засновано в 2011 р. кафедрою Автомобільної електроніки, Харківського національного автомобільно-дорожнього університету.

ISSN: 2226-9266

DOI: 10.30977/VEIT.2022.21.0

Випуск сформовано 29.06.2022.

В журналі публікуються матеріали теоретичних та практичних досліджень присвячених перспективним напрямкам розвитку автомобільної електроніки, впровадженню та удосконаленню гібридних автомобілів та електромобілів, моделюванню транспортних процесів і систем, інформаційним технологіям й інтелектуальним системам на транспорті, сучасним технологіям діагностики систем і агрегатів транспортних засобів, а також методичним дослідженням підготовки спеціалістів у сфері транспорту.

Журнал також включає матеріали доповідей учасників Всеукраїнської науково-методичної інтернет-конференції «Проблеми і перспективи розвитку вищої освіти в Україні».

**Затверджено:** Вченою радою університету від 25.03.2011, протокол № 8

Журнал включено до **Переліку електронних наукових фахових видань України, категорія «Б» за спеціальностями – 113, 121, 122, 133, 151, 274, 275**, наказом Міністерства освіти і науки України № 612 від 07.05.2019 та **141, 142**, наказом Міністерства освіти і науки України № 975 від 11.07.2019.

**Спеціальності:** 113 - Прикладна математика  
 121 - Інженерія програмного забезпечення  
 122 - Комп'ютерні науки  
 133 - Галузеве машинобудування  
 151 - Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології  
 274 - Автомобільний транспорт  
 275 - Транспортні технології (за видами)  
 141 - Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка  
 142 - Енергетичне машинобудування

## Редакційна колегія

**Головний редактор:** Дзюбенко Олександр Андрійович, к.т.н., доц.

**Заступник головного редактора:** Аргун Щасяна Валіковна, д.т.н., проф.

**Відповідальний секретар:** Трунова Ірина Сергіївна, к.т.н., доц.

**Члени редколегії:** Абрамчук Ф. І. (д-р техн. наук, проф.), Алексієв О. П. (д-р техн. наук, проф.), Бажинов О. В. (д-р техн. наук, проф.), Батигін Ю. В. (д-р техн. наук, проф.), Богаєвський О. Б. (д-р техн. наук, проф.), Богомолов В. О. (д-р техн. наук, проф.), Вдовиченко В. О. (канд. техн. наук, доц.), Волков В. П. (д-р техн. наук, проф.), Воронков О. І. (д-р техн. наук, проф.), Врублевський О. М. (д-р техн. наук, проф.), Гнатов А. В. (д-р техн. наук, проф.), Гурко О. Г. (д-р техн. наук, проф.), Горбачов П. Ф. (д-р техн. наук, проф.), Двадненко В. Я. (д-р техн. наук, проф.), Далека В. Х. (д-р техн. наук, проф.), Клименко В. І. (д-р техн. наук, проф.), Клец Д. М. (д-р техн. наук, проф.), Колодязний В. М. (д-р фіз.-мат. наук, проф.), Корогодський В. А. (д-р техн. наук, проф.), Мигаль В. Д. (д-р техн. наук, проф.), Михалеви́ч М. Г. (канд. техн. наук, доц.), Наглюк І. С. (д-р техн. наук, проф.), Нагорний Є. В. (д-р техн. наук, проф.), Ніконов О. Я. (д-р техн. наук, проф.), Подригало М. А. (д-р техн. наук, проф.), Полянський О. С. (д-р техн. наук, проф.), Сарасєв О. В. (д-р техн. наук, проф.), Смирнов О. П. (д-р техн. наук, проф.), Солодов В. Г. (д-р техн. наук, проф.), Тропіна А. А. (д-р техн. наук, проф.), Чаплигін Є. О. (канд. техн. наук, доц.), Шуклінов С. М. (д-р техн. наук, проф.), Янютін Є. Г. (д-р техн. наук, проф.)

**Адреса редакції:** Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Автомобільний факультет, Кафедра автомобільної електроніки, вул. Ярослава Мудрого, 25, Харків, Україна, 61002,

**Тел.:** (057) 707-36-96;

**e-mail:** [ae.hnadu@gmail.com](mailto:ae.hnadu@gmail.com)

*Статті друкуються в авторській редакції. Редакція не несе відповідальності за орфографічні, стилістичні чи інші помилки, допущені автором публікації.*

## ЗМІСТ

ШЛЯХИ ПОКРАЩЕННЯ ЕКОНОМІЧНИХ І ЕКОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ  
АВТОТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ. ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧІ ТЕХНОЛОГІЇ

Тараненко М. Є., Мигаль Г. В., Кобріна Н. В., Маковецький А. В. <i>Проблема комплексного забезпечення якості та безпеки функціонування транспортних засобів</i> .....	6
Гнатів А. В., Аргун Щ. В., Гнатова Г. А., Сохін П. А. <i>Переобладнання автомобіля з ДВЗ в електромобіль</i> .....	22
Подригало М. А., Кайдалов Р. О., Омельченко В. І. <i>Оцінка коефіцієнта корисної дії колісного рушія автомобіля</i> .....	31
Бажинов О. В., Кравцов М. М. <i>Електромагнітне випромінювання гібридних автомобілів</i> .....	40

МОДЕЛЮВАННЯ ПРИКЛАДНИХ ЗАДАЧ В АВТОМОБІЛЕБУДУВАННІ І  
ТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМАХ

Подригало М. А., Перегон В. А., Бобошко О. А., Богдан Д. І., Коряк О. О. <i>Кінематика шарніра Гука</i> .....	48
Птиця Н. В., Ковцур К. Г. <i>Особливості логістичного управління складською системою підприємства експрес-доставки</i> .....	57

ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ВИРОБНИЦТВА І РЕМОНТУ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ.  
СЕРВІСНЕ ОБСЛУГОВУВАННЯ І ТЕХНІЧНИЙ ОГЛЯД АВТОМОБІЛІВ

Войтків С. В. <i>Аналіз технічної досконалості міських електробусів різних типів</i> .....	64
Хрулев О. Е., Сараєва І. Ю., Воробйов О. М., Сохін А. А. <i>Оцінка можливості використання математичних моделей для експертних досліджень пошкоджень двигуна автомобіля</i> .....	79

ІНШІ ПРОБЛЕМИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ І РЕМОНТУ АВТОТРАНСПОРТУ ТА  
ПІДГОТОВКИ ВІДПОВІДНИХ СПЕЦІАЛІСТІВ

Мигаль В. Д., Аргун Щ. В., Гнатів А. В. <i>Вібраційні характеристики коробок передач тракторів</i> .....	87
--	----

## Content

WAYS TO IMPROVE THE ECONOMIC AND ENVIRONMENTAL INDICATORS OF MOTOR VEHICLES. ENERGY SAVING TECHNOLOGIES	
<b>Taranenko M., Mygal G., Kobrina N., Makovetskyi A.</b> <i>The problem of integrated quality assurance and safety of vehicle operation.....</i>	6
<b>Hnatov A., Arhun Shch., Hnatova H., Sokhin P.</b> <i>Conversion of a car from an ICE into an electric car.....</i>	22
<b>Podryhalo M., Kaidalov R., Omelchenko V.</b> <i>Efficiency estimation of wheel automobile propulsion unit.....</i>	31
<b>Bazhinov O., Kravtsov M.</b> <i>Electromagnetic radiation of hybrid vehicles.....</i>	40
MODELING APPLIED TASKS IN AUTOMOBILE INDUSTRY AND TRANSPORT SYSTEMS	
<b>Podrigalo M., Peregon V., Boboshko O., Bogdan D., Koriak O.</b> <i>Kinematics of Hooke's Joint.....</i>	48
<b>Ptytsia N., Kovtsur K.</b> <i>Features of logistics management of warehouse system of the express delivery.....</i>	57
EQUIPMENT FOR MANUFACTURE AND REPAIR OF TRANSPORTATION. SERVICE AND TECHNICAL REVIEW OF CARS	
<b>Voytkiv S.</b> <i>Analyzing technical perfection of city electric buses of various types.....</i>	64
<b>Khrulev A., Saraieva I., Vorobiov O., Sokhin A.</b> <i>Evaluation of the possibility of using mathematical models for expert research of car engine damage .....</i>	79
OTHER PROBLEMS OF OPERATION AND REPAIR OF VEHICLES AND TRAINING OF RELEVANT SPECIALISTS	
<b>Migal V., Arhun Shch., Hnatov A.</b> <i>Vibration characteristics of tractor gearboxes.....</i>	87

## Проблема комплексного забезпечення якості та безпеки функціонування транспортних засобів

Тараненко М. Є.<sup>1</sup>, Мигаль Г. В.<sup>1</sup>, Кобріна Н. В.<sup>1</sup>, Маковецький А. В.<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського «Харківський авіаційний інститут»

**Анотація.** У роботі аналізуються теоретико-методологічні засади управління якістю продукції. Проблема якості та безпеки функціонування транспортних засобів системно розглядається з позицій ергономіки та забезпечення людино-машинної взаємодії в системі «водій – автомобіль – дорога – середовище». Запропонована методика комплексної оцінки якості транспортних засобів. Показана можливість представлення показників якості в багатомірному просторі, в якому кожна мірність відповідає певній групі властивостей. Для підвищення об'єктивності комплексної оцінки описаний ряд одиниць показників властивостей якості, що мають метричну розмірність і що базуються на фізичному та матеріальному представленні процесів.

**Ключові слова:** якість; показники якості; безпека; кількісна оцінка якості; транспортні засоби; телематика; ергономіка; ергономічність; навчання.

### Вступ

Однією з важливіших проблем сучасних технологій є проблема безпеки. Сучасна проблематика безпеки робить все більш необхідним ускладнення вимог до науково-технічних розробок. Це в свою чергу приводить до появи нових, більш безпечних сучасних технологій. Проблема безпеки безпосередньо пов'язана з проблемою забезпечення якості – автомобільної техніки, доріг, водіїв та робітників доріг тощо.

Відомо, що якість – це системна характеристика, а якісні характеристики складної системи не зводяться до суми властивостей і особливостей складових її елементів і зв'язків, а залежать від їх взаємозв'язків (рис. 1). Якість – це сукупність характеристик об'єкта, що відносяться до його здатності задовольняти встановленим або передбачуваним вимогам [1-4]. Якість продукції останнім часом набуває все більшого значення у зв'язку з інтеграцією ринку, науково-технічним прогресом і, як наслідок, постійно зростаючими вимогами споживачів [1-4]. Управління якістю продукції (послуги) – це цілеспрямований

процес впливу на об'єкти управління, здійснюваний при створенні і використанні продукції (послуги), з метою встановлення, забезпечення і підтримки необхідного її рівня якості, що задовольняє вимогам споживачів і суспільства в цілому [1-4].

Тож вочевидь, проблема перетину площин якості та безпеки в середовищі системи «водій – автомобіль – дорога – середовище» (ВАДС) може бути розглянута під трьома кутами зору. Перша – це безпосередньо проблема якості та надійності транспортних засобів як продукції. В даний час у всьому світі інтенсивно розвиваються розробка, виробництво та використання автомобільних перевезень. Відомо використання автомобілів у міських та міжміських перевезеннях людей та вантажів. При цьому постійно збільшуються швидкості руху, зростає кількість людей, що перевозяться в автобусах різного призначення і застосування, а також вартість вантажів, що перевозяться. Але розвиток якості автошляхів часто відстає від необхідного рівня якості.

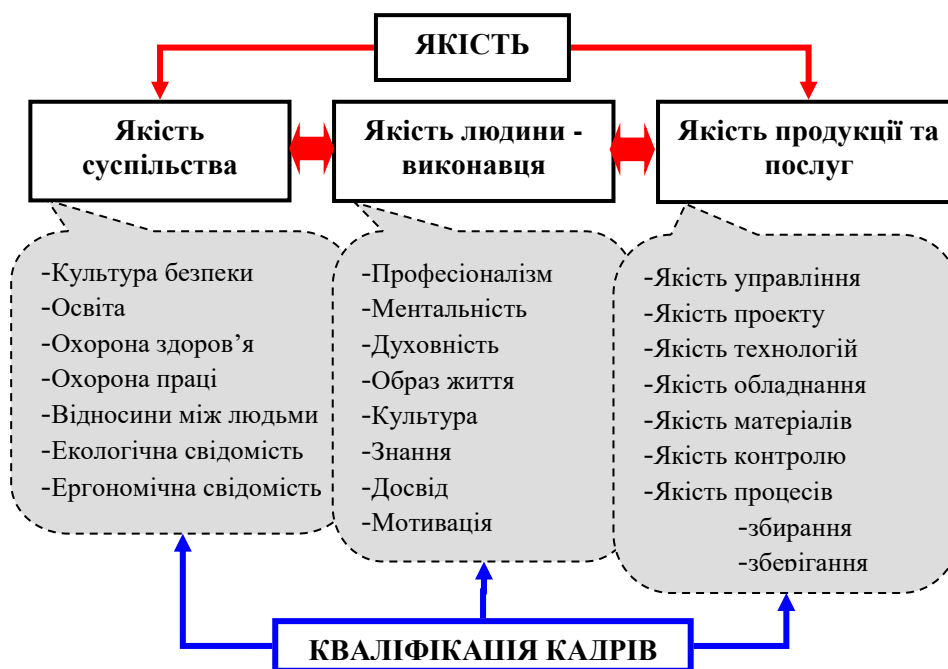


Рис. 1. Взаємозв'язки якості продукції і якості суспільства

У таких умовах актуалізуються проблеми безпеки експлуатації та надійності транспортних засобів (ТЗ). Але водночас відома проблема економічного характеру – за вищу якість, безпеку та комфорт треба платити більше. На що орієнтуватися споживачеві транспортних засобів після ухвалення рішення про вибір того чи іншого транспортного засобу? Таке рішення відомо – треба орієнтуватися на найкраще поєднання ціни та якості. Тому кількісне оцінювання якості колісного транспортного засобу є актуальним завданням та буде розглянуто у статті. Другий аспект – це людино-машинна взаємодія в системі ВАДС та безпосередньо якість людини-виконавця, що управляє автомобілем. Цей аспект напряму залежить від ергономічних якостей автомобіля та системи ВАДС. Сучасні тенденції розвитку суспільства та, зокрема, використання транспортних засобів, диктують необхідність вирішення зазначених проблем у системі «людина – машина – середовище». Отже, в роботі розглянемо ергономічні властивості автомобіля як складної системи, що визначають його якість.

Третій аспект стосується якості суспільства. Завдяки японському економічному чуду та 20-річним працям та здобуткам Дьомінга, Фейгенбаума та Кроссбі відомо, що якість продукції чи виробництва базується на кваліфікації виконавців, а саме на безперервно-

му навчанні. Безперервному навчанні персоналу – від директора до робітника щодо механізмів управління якістю. Проблема безпеки також напряму залежить від навчання персоналу, якості персоналу та його кваліфікації. Цей факт доведено Чорнобильською катастрофою, численними авіаційними катастрофами та подіями, що пов'язані на 90% з людським фактором. Напряму є залежність якості суспільства та якості навчання членів цього суспільства. Отже, розглянемо питання, від чого залежить якість спеціаліста для проектування якісних ТЗ.

#### Мета та постановка задачі

У цьому зв'язку *актуальним* є розгляд питань безпеки автомобільної техніки виходячи з першопричин – взаємодії в системі ВАДС, розробки якісних транспортних систем та автомобільної техніки з урахуванням принципів якості та проблем її забезпечення. Ці питання тісно пов'язані з оцінкою якості, що дозволяє забезпечити зворотній зв'язок та цикл якості Дьомінга. *Головною метою* дослідження є обґрунтування методологічних засад щодо управління якістю транспортних засобів як продукції. *Практичною ціллю* даної роботи є розробка методики комплексного кількісного оцінювання якості, надійності та безпеки колісних транспортних засобів.

Основними практичними *завданнями* є: формування переліку основних властивостей ТЗ, що впливають на їхню якість; обґрунтування кількісних показників цих властивостей; пошук підходів для їхньої комплексної оцінки.

### Аналіз публікацій

Проблема підвищення якості продукції та необхідність кількісної оцінки такого підвищення виникла на початку 50-х років ХХ століття.

Термін «кваліметрія» вперше був застосований наприкінці 60-х років 20 століття для кількісної оцінки якості об'єктів природи [6]. Термін «*wert*» – кваліметрія» виник від лат. «*gualis*» – який, якої якості та грец. «*міряю, вимірюю*». Кваліметрія тісно пов'язана з метрологією. При здійсненні кількісної оцінки якості однією із головних операцій є визначення абсолютних показників якості. Якість об'єкта не зводиться до окремих його властивостей, а є системною, емерджентною характеристикою.

Цікаво, що якість також є філософською категорією. Ще Аристотель описав якість як відмінність між предметами та писав про диференціацію за ознакою «гарний – поганий» (III ст. до н. е.). Інший філософ, Гегель (XIX ст. н. е.), описав якість як характеристику, що є тотожна з буттям. Серед ієрогліфів Китаю є такий, що визначає якість. Він визначається цікавим поєднанням елементів «гроші» і «рівновага». Вочевидь філософи описували аналогії щодо конкурентоздатності, ціни та якості.

Вчені, що заклали засади японського економічного дива, Шухарт (1931), Ісікава К. (1950) описували якість як «має два аспекти: об'єктивні фізичні характеристики; суб'єктивна сторона: наскільки рідч «хороша», та «властивість, що реально задовольняє споживачів». Якість як придатність для використання описував Джуран Дж. М. (1979).

У ряді дослідників підвищення якості відомі такі імена як: У. Дьомінг, Дж. Джуран, А. Фейгенбаум (США), К. Ісікава, С. Синго, Г. Тагуті (Японія), К. Меллер (Данія), А. Л. Гастеев. У сфері кваліметрії товарів відомі імена Г. Г. Азгольдова [5], Ю. М. Ан-

дріанова [6]. Позитивний ефект застосування методів кількісної оцінки якості в різних сферах людської діяльності показані в роботах [6-11]. Теоретичні та методологічні аспекти управління якістю продукції розкриті у наукових працях таких авторів: Р. В. Бичківський, Л. І. Боженко, І. М. Бойчик, Н. А. Даниленко, С. О. Заїка, А. І. Момот, Г. А. Саранча, В. Г. Сиченко, М. І. Шаповал [1-4].

Єдність термінології, показників та методів встановлення рівня якості була встановлена в останній версії міжнародного стандарту ISO 9000:2005 (ДСТУ ISO 9000:2007 Системи управління якістю. Основні положення та словник термінів). Згідно зі міжнародним стандартом ISO 9000:2007, «якість - ступінь, до якого сукупність власних характеристик задовольняє вимоги». Термін «якість» вживають з такими прикметниками, як низька, добра або відмінна.

Дослідження взаємозв'язків якості з безпекою, а також з ефективністю та конкурентоздатністю показали велику роль людського фактора у цьому зв'язку. Наприклад, на рис. 2 показані зв'язки якостей автомобільної техніки з людським фактором та безпекою транспортних систем.

Необхідно відзначити, що у зазначених роботах показано, що оцінку якості продукції необхідно проводити на етапі її проектування (складання ТЗ на виробництво продукції) та на етапах виробництва та випуску. Останнє зумовлено тим, що при технологічних перетвореннях змінюються її дуже високі властивості в результаті прояву технологічного успадкування (мікро-, і макроструктура матеріалів, залишкові напруги тощо) [7, 8].

Також, в даний час широкий та інтенсивний розвиток телекомунаційних технологій та створення інтелектуальних систем управління дозволяє значно підвищити якість експлуатації ТЗ [12, 13], що дозволяє створювати та ефективно застосовувати «безпілотні» транспортні засоби. Застосування телематичних технологій обумовлює появу у ТЗ різноманітних властивостей, які необхідно кількісно оцінювати та порівнювати ефективність їх застосування із традиційними транспортними засобами.



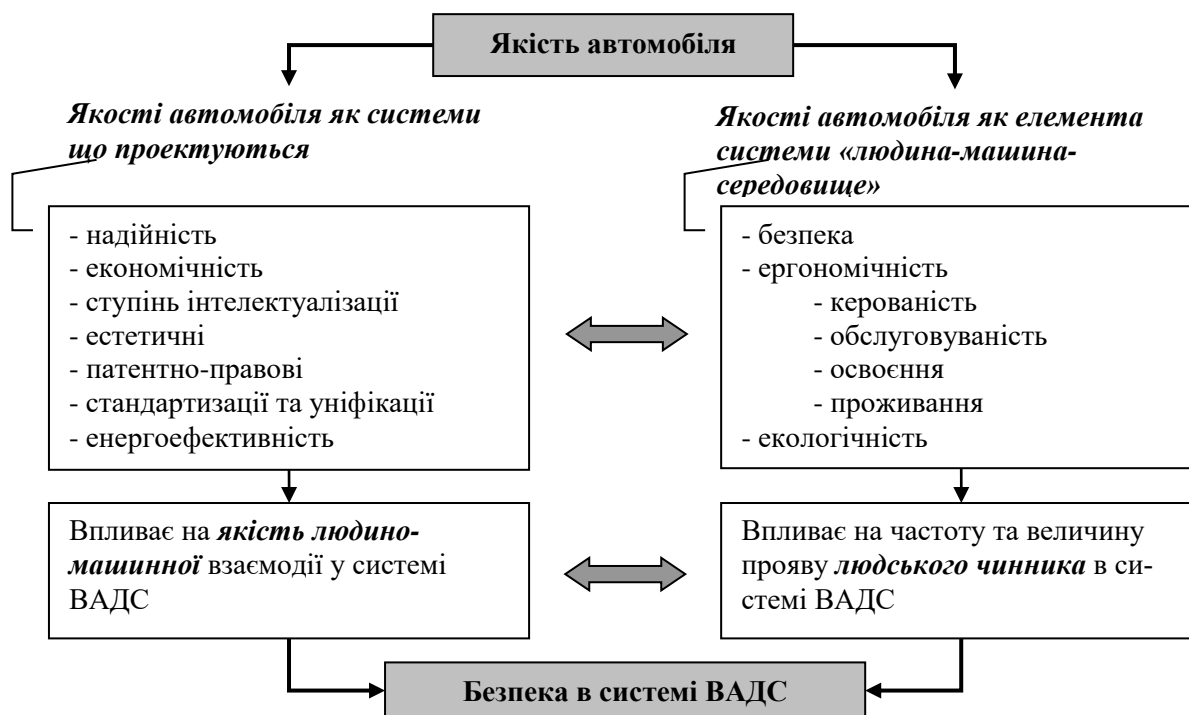


Рис. 2. Взаємозв'язок якості автомобіля, безпеки системи ВАДС і якостей, що проектуються

### Систематизація властивостей ТЗ та системи ВАДС

Для вирішення завдання оцінювання комплексних властивостей якості ТЗ необхідно велика кількість властивостей, властивих цій техніці, представити у вигляді «дерева» властивостей, на верхньому рівні якого представляється найбільш повне узагальнене властивість, що включає ряд комплексних властивостей різних сторін такої техніки. У свою чергу всі зазначені властивості є складними, що включають властивості нижчого рівня.

Найбільшими групами властивостей узагальноної якості є (рис. 3):

- група властивостей, що закладаються у конструкцію ТЗ при його проектуванні. Властивості цієї групи формуються на основі запитів ринку, маркетингових досліджень та досвіду отримання властивостей у попередніх конструкціях;

- група фактично реалізованих властивостей. Слід зазначити, що показники властивостей цієї групи можуть повністю відповідати номенклатурі властивостей першої групи. Вони можуть змінюватися залежно від місця виробництва ТЗ, тривалості його виробництва та обсягів випуску, а також розуміння розробників цілей та завдань проектування;

- група ергономічних властивостей, реалізованих з урахуванням принципів інженерії людського фактора. Реалізацію вимог безпеки у певній галузі діяльності здійснюють спеціалісти, які проводять науково-технічні розробки – створюють нові технології, розробляють високотехнологічну продукцію, здійснюють її реалізацію та обслуговування. Саме тому актуальним та необхідним елементом підготовки майбутніх інженерів в технічних вишах є ознайомлення та аналіз студентами питань безпеки складних систем, що проектуються, та зв'язку цих питань з людським чинником [14].

Серед властивостей першої групи досить легко виявити кілька груп властивостей, що визначаються різними процесами, що відбуваються у системі «людина – машина – середовище». У цій системі безперервно взаємодіють три об'єкти – людина керує машиною, яка рухається дорогою (взаємодіє з нею) і реакція цього руху передається через машину людині, яка приймає рішення про режими подальших дій. Такі дії визначаються призначенням транспортної мети та завдань.

Так, властивості призначення включають такі властивості: групу паспортних властивостей; маневреність; прохідність; керуваність; розгінна здатність; пристосованість; стійкість. Слід чітко визначити фізичну сутність цих властивостей.

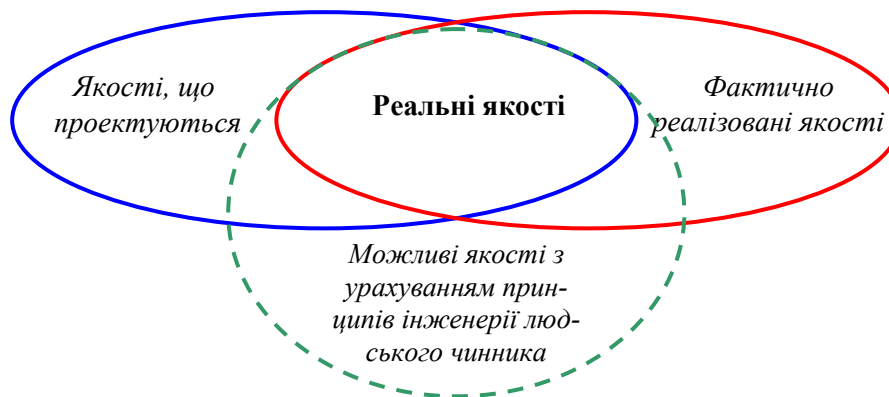


Рис. 3. Узагальнені якості автомобіля як системи, що проектується

Маневреність як здатність автомобіля виконувати розворот на можливо малій площі, рухатися з мінімальним радіусом повороту і вписуватися в задану ширину коридору, оцінюється через відношення мінімального радіусу повороту до величини колісної бази.

Прохідність як здатність транспортного засобу пересуватися дорогами низької якості та поза дорогами, а також долати природні перешкоди без залучення допоміжних засобів, визначається сукупністю власних параметрів автомобіля. До них відноситься довжина, ширина, висота та розмір колісної бази, а також розмір дорожнього просвіту, кути в'їзду та рампи та перекидання. Крім цього до оцінних параметрів можна віднести параметри експлуатаційної прохідності: максимальний долаючий ухил; глибину перебореного броду; хід та артикуляція підвіски; тип приводу; характеристики покриття.

Керованість як властивість реагування автомобіля на дії водія (змінювати і утримувати напрямок руху), оцінюється швидкістю проходження поворотів безпеки, зриву коліс та руйнування конструкції автомобіля. Однією з характеристик керованості є повертаність.

Стійкість як здатність автомобіля рухатися без перекидання та бічного занесення, має такі показники як: величина та напрямок поступальної швидкості центру мас, величини та напрямки кутових швидкостей щодо двох осей.

Динамічними властивостями двигуна автомобіля є такі властивості.

Розгінна здатність – час зміни режиму роботи двигуна у бік заданого збільшення обертів, тобто здатність швидко змінювати швидкість руху. Оціночні параметри: максима-

льно можливе прискорення, час та шлях розгону до певної швидкості.

Пристосованість двигуна – здатність двигуна зі зростанням зовнішнього навантаження зберігати частоту обертання коленвала. Визначається коефіцієнтом пристосовності  $K_{np}$ :

$$K_{np} = M_{кр}^{max} / M_{кр}^{ном}, \quad (1)$$

де  $M_{кр}^{max}$  і  $M_{кр}^{ном}$  – максимальний і номінальний крутні моменти. Чим більше  $K_{np}$ , тим краще пристосованість автомобіля до збільшення зовнішнього навантаження. У бензинових двигунів  $K_{np}=1,25\dots 1,35$ ; у дизельних –  $K_{np}=1,05\dots 1,20$ .

Відлімо, що властивість надійності включає: безвідмовність, довговічність, ремонтпридатність, безпеку і добротність транспортного засобу, довжина пробігу до першого ТО.

Безвідмовність як властивість визначається такими параметрами: ймовірністю безвідмовної роботи; ймовірністю відмов; густиною ймовірності безвідмовної роботи; середнім наробітком до відмови; параметром потоку відмов, провідною функцією потоку відмов.

Довговічність як властивість автомобіля зберігати працездатність до настання граничного стану за встановленого способу проведення ТО та ремонту, має такі показники: середній ресурс, термін служби,  $\gamma$ -процентний ресурс та  $\gamma$ -процентний термін служби.

Ремонтпридатність або експлуатаційна технологічність – властивість автомобіля, що

полягає в пристосованості до попередження і виявлення причин відмов і підтримці (відновленню) працездатного стану шляхом проведення ТО і ремонтів. Оцінювальні параметри – можливість відновлення,  $\gamma$ -процентний час відновлення, середній час відновлення, інтенсивність відновлення та середня трудомісткість відновлення. Приватними показниками є: легкознімність та доступність.

Безпека – якість автомобіля зберігати показники безвідмовності, довговічності і ремонтопридатності протягом терміну зберігання або транспортування.

Технологічність конструкції транспортного засобу можна розглядати з двох сторін – технологічність конструкції при виготовленні та технологічність при ТО та ремонті. Враховуючи, що технологічність конструкції визначається як здатність конструкції до перетворення від предметів природи до предмета споживання у задані терміни, кількості та якості за відомої програми випуску на даному підприємстві, слід включити до складу властивостей технологічності відповідні властивості.

Досить важливими є властивості уніфікації та стандартизації при виготовленні та експлуатації. Ці відомі властивості давно враховуються (тим чи іншим методом) в оцінці якості ТЗ.

Останнім часом у зв'язку з бурхливим розвитком автоматичних систем управління (інформатики), зростанням швидкостей руху, підвищенням вимог до екологічної безпеки та рівнем комфорту водія починає виявлятися необхідність наданням автомобілям та системам їх управління інтелектуальних телепатичних властивостей. Параметрами, що оцінюють ці властивості, можуть бути [12]:

- ступінь інтелектуалізації систем керування;
- інформаційна надійність системи управління чи інтелектуальних морфологічних ознак;
- інформаційна надійність морфологічної структури систем керування.

У роботі [7] оцінювати ці властивості пропонується експертним способом за бальними шкалами. На нашу думку, така оцінка є лише першим кроком до достовірного оцінювання. У цьому випадку слід використовувати критерії оцінки, прийняття при розробці комп'ютерної техніки.

### **Ергономічні властивості якості транспортних засобів**

Особливою категорією для сучасних ТЗ є група ергономічних якостей. Ергономіка як наука вивчає проблеми, що виникають в системі «людина-техніка-середовище», з метою оптимізації трудової діяльності людини, створення для неї комфортних і безпечних умов, підвищення за рахунок цього його продуктивності, збереження здоров'я і працездатності [15, 16].

При проектуванні нової складної системи (товару, продукції) виходять із принципу відповідності ергономічним показникам якості. Тобто враховують, що людина має комплекс фізіологічних, психологічних, антропометричних, біомеханічних характеристик та гігієнічних вимог. Ергономічність – системне поняття, яке охоплює надійність, безпечність, ефективність, комфортність та інші властивості, які характеризують пристосованість системи до взаємодії з людиною в ній [15, 16].

Ергономічну якість людино-машинних систем можна визначити як сукупність властивостей техніки, що відповідають фізичним, психічним, біологічним, когнітивним властивостям людини, що проявляються у процесі трудової діяльності. Рівень ергономічної якості характеризує відповідність існуючих параметрів нормативним.

Безпосередньо оцінювання рівня якості продукції складається з: вибору номенклатури показників якості продукції, визначення значень цих показників і зіставлення їх з нормативними. Наприклад, розрахунок ергономічних якостей устаткування підприємства дозволяє отримати ергономічний портрет промислового підприємства. Показники ергономічної якості обладнання класифікуються за такими властивостями людини-оператора:

1) антропометричними (висота, ширина, глибина пульта, висота розміщення стільниці пульта, розміщення засобів відображення інформації та органів управління; характеристики крісла людини-оператора; показники відповідності органів управління формі та розмірам частин тіла людини тощо);

2) біомеханічними (зусилля, величина, напрямок переміщення органів управління та частота їх використання);

3) психофізіологічними (відповідність зоровому, слуховому та ін. аналізаторам людини);

4) психологічними (відповідність можливостям людини щодо прийому, обробки інформації та прийняття рішень).

Психофізіологічні характеристики визначають такі параметри аналізаторів людини як чутливість, адаптаційні можливості і т. д.

До фізіологічних характеристик людини відносяться характеристики функцій, що забезпечують життєдіяльність організму в цілому та окремих його підсистем (функції дихання, кровообігу, теплообміну, регуляторні механізми рівня неспання головного мозку, обмінні процеси у скелетній мускулатурі і т. і.). Вони визначають такі важливі властивості людини, як фізичну силу, витривалість, працездатність і т. д., і повинні враховуватися, наприклад, при виборі тривалості безперервної діяльності, при проектуванні умов діяльності (наприклад, треба знати, що розумова працездатність людини починає помітно знижуватися при температурі навколишнього середовища більше 30...35 °) [19, 20].

Морфологічні характеристики виражають особливості форми та будови людського тіла. Визначаються за антропометричними показниками (вага, лінійні розміри тіла тощо), дозволяють розрахувати зони досяжності органів управління, здійснювати конструювання робочих місць, крісел тощо.

Біомеханічні характеристики являють собою параметри функціонування опорно-рухової системи (сила та швидкість скорочення груп м'язів, характеристики руху частин тіла, властивості, межі статичних та динамічних навантажень тощо), рухи біологічних рідин та газових середовищ в організмі. Облік біомеханічних характеристик необхідний при проектуванні органів управління для запобігання або компенсації таких впливів на організм людини, як перевантаження, вібрації, зміни барометричного тиску і т. д.

Номенклатура показників ергономічної якості є відкритою, т. е. може бути доповнена зі створення нових технічних засобів і виробів, і навіть накопичення експериментальних даних про них.

Для забезпечення якості проектування та інших етапів життєвого циклу продукції існують стандарти, міжнародні та державні. Так, початок дав стандарт ГОСТ 15895-77 «Статистические методы управления качест-

вом продукции. Термины и определения». Державний стандарт від 1994 року ДСТУ 2429-94 «Система «людина-машина». Ергономічні та техніко-естетичні вимоги. Терміни та визначення». Стандартів, що регламентують ергономічні властивості, існує багато. Наприклад, ДСТУ 3899-99. Дизайн і ергономіка. Терміни та визначення (61797); ДСТУ 3899:2013 Дизайн і ергономіка. Терміни та визначення основних понять (на заміну ДСТУ 3899-99 та ДСТУ 2429-94; Чинний від 2014-01-01); ДСТУ EN 894-3:2017 (EN 894-3:2000 + A1:2008, IDT) Безпечність машин. Ергономічні вимоги до проектування індикаторів і органів керування. Частина 3. Органи керування; ДСТУ 3649 : 2010. Колісні транспортні засоби (33994) Вимоги щодо безпечності технічного стану та методи контролювання.

**Ергономічні властивості автомобіля.** Автомобілі створюються перш за все для людей. Для забезпечення конкурентоздатності сучасний автомобіль повинен відповідати ергономічним властивостям (антропометрії людського тіла; силовим, руховим можливостям людини, а також можливостям та обмеженням людини сфері сприйняття інформації).

Найбільш розповсюджено, що ергономічні якості повинні забезпечувати зручність та комфорт використання ТЗ. Не забезпечення цих властивостей призводить до втоми людини, розосередження уваги і, зрештою, до зниження безпеки руху. Однак для забезпечення питань безпеки найбільш важливим є оптимальне узгодження людино-машинної взаємодії. Таким чином, ергономічні показники характеризують автомобіль як техніку в системі «людина – техніка – середовище» (СЛТС) і враховують її пристосованість до фізіологічних, психологічних, психофізіологічних властивостей людини.

Також до ергономічної площини стосуються системи допомоги водію, що включають системи інтелектуальної допомоги прийняття рішення, системи контролю стану водія та системи заміни водія чи його окремих дій. Сьогодні кожен п'ятий легковий автомобіль оснащений такими системами, тому що вони безпосередньо впливають на безпеку.

Можна виділити наступні групи ергономічних характеристик автомобіля, що обумовлені [17, 18]:

- анатомічною будовою, розмірами ме-

ханікою (біомеханікою) людського тіла, його органів руху. До них відносяться: розміри і форма кабіни, сидіння, розміри, форма, розташування, кінематика і динаміка органів управління автомобілем, розташування щитка приладів, дзеркал заднього виду, особливості конструкції автомобіля і робочого місця водія, що обумовлюють оглядовість.

- фізіологічними особливостями людського організму, мікроклімат кабіни: склад, вологість і рух повітря, температура, шум і вібрація на робочому місці.

- психофізіологічними і психологічними особливостями людини. Ці характеристики пов'язані, перш за все, з отриманням та передачею інформації водієм. До них відносяться оглядовість автомобіля, прозорість стекол кабіни, читабельність приладів, розміри і форма дзеркал заднього виду, ефективність освітлювальних пристроїв автомобіля, інформативність органів управління, що забезпечує регуляцію впливів на них водія. Фізіологічні і психофізіологічні характеристики діяльності водія з управління автомобілем в великій мірі залежать і від дорожньо-транспортних умов. Так, нерівне покриття викликає значне посилення вібрації; загазованість повітря на дорозі впливає на склад повітря в кабіні, освітленість і розподіл світла на дорозі – на роботу зору і т. і., однак вплив дорожньо-транспортних умов на фізіологію і психофізіологію водійського праці значною мірою залежить від ергономічних характеристик автомобіля. Ці характеристики можуть нейтралізувати несприятливий вплив багатьох дорожньо-транспортних умов.

**Оцінювання ергономічності.** Ергономічні вимоги до якості промислового виробу мають бути представлені як конкретні кількісні вимоги, виражені, зазвичай, як обмеження параметрів конструкції. У разі неможливості встановлення кількісних обмежень необхідно використовувати якісний опис ергономічних вимог, виходячи з необхідності максимальної конкретності, а також забезпечення можливості перевірки ступеня реалізації ергономічних вимог при ергономічній оцінці та випробуваннях. Найбільш відомим є метод ергономічної оцінки СЛТС. Основу становить оцінка різних показників систем, що характеризує дотримання принципів інформаційної, біофізичної, просторово-антропометричної та техніко-естетичної сумісності людини-оператора та машини. Як

правило, ергономічна оцінка системи проводиться за певною схемою [19]. Щоб виконати оцінку системи необхідно знати нормативні значення ергономічних показників. При виконанні ергономічної оцінки системи кожна з обраних характеристик кількісно описується двома параметрами:

- 1)  $\alpha$  – оцінка показника, що вимірюється в балах від 0 до 5;

- 2)  $\beta$  – питома вага показника, встановлюється залежно від значущості даного показника для системи, що оцінюється, і приймається у відсотках.

Параметр  $\alpha$  надається характеристиці виходячи з того, що 0 – найнегативніший варіант, 5 – найбажаніший. Наприклад, характеристика – освітленість. Якщо у оцінюваній системі освітленість дуже низька, то присвоюється  $\alpha = 0$ , погана –  $\alpha = 1, 2$ , задовільна –  $\alpha = 3$ , хороша –  $\alpha = 4$ , відмінна –  $\alpha = 5$ .

Параметр  $\beta$  присвоюється так, щоб сума рна питома вага всіх вибраних показників дорівнювала 100 %. При цьому найбільший відсоток надається тому показнику, який є найважливішим для даного виду діяльності.

Загальну ергономічну оцінку системи визначають за формулою

$$\gamma = \sum \frac{\alpha_n \beta_n}{100}. \quad (2)$$

При цьому  $\gamma$  має бути в межах 0–5. Якщо ергономічна оцінка має низьке значення, оптимізують систему таким чином, щоб поліпшити ергономічні показники і тим самим отримати необхідну ергономічну оцінку [21].

Внести певну частку об'єктивності в оцінку рівня психофізіологічних властивостей групи можуть окрім відомих і психофізіологічні закони, наприклад закон Вебера-Фехнера. Закон Вебера-Фехнера – психофізіологічний закон, що описує закономірність сприйняття органами чуттів (аналізаторами) різних фізичних величин-стимулів. Цей закон полягає в тому, що коли інтенсивність якоїсь фізичної величини збільшуватиметься в геометричній прогресії, то відчуття цієї величини буде збільшуватися в арифметичній прогресії. Іншими словами, при збільшенні інтенсивності стимулу його відчуття зростає на певну величину згідно логарифмічній закономірності. Тобто, відчуття пропорційне логарифму інтенсивності стимулювання. Відповідно до цього закону залежність рівня

почуття, реєстрованого органами чуття людини від значення подразника записується як

$$x = a \lg \beta + b, \quad (3)$$

де  $a$ ,  $b$  – константи, залежні від властивостей, що оцінюються.

### Освіта як основа якості суспільства

Безпека технологій та обладнання, безпека діяльності людини в цьому середовищі – ознака найвищої кваліфікації людини, що присутня в усіх етапах життєвого циклу будь якої технології. Уміння запобігти ризикам, мінімізувати їх наслідки, пов'язані із людським чинником, це сьогодні є одним з суттєвіших професійних навичок. Відомо, що досягнення абсолютної безпеки є неможливим. При цьому також відома сумна статистика аварій та катастроф на транспорті (70-90 %) пов'язана з людським чинником. Однак навчання у галузі інженерії (промислової, військової, біо, системної, програмної, безпекової) відбувається практично без врахування людського чинника, тобто особливостей взаємодії людини та техніки у системі «людина – техніка – середовище» [14, 22]. Вочевидь, сьогодні між інженерною і освітньою галузями та потребами суспільства сформувалось протиріччя: необхідність забезпечувати безпеку на транспорті намагаються вирішити без первинної ланки – навчання спеціалістів, що будуть забезпечувати безпеку, розумінню природи виникнення феномену людського чинника та принципів зменшення його проявів. Статистично виявлено внесок окремих чинників у проблеми безпеки: помилки при проектуванні складають 40...45 %, при виробництві 20 %, умови експлуатації 20% та природні процеси старіння 5...7 %. Можна було би заперечити: адже саме під час експлуатації автомобілів відбувається вся значна кількість ДТП та аварій. Однак, саме помилки при проектуванні автомобілів, не врахування психофізіологічної специфіки людини-водія та людини-пішохода при розробці внутрішньої ергономіки автомобіля та його технічних якостей та можливостей, є підґрунтям для створення проблеми безпеки на дорогах. Таким чином, сьогодні наслідком стрімкого розвитку технологій є очевидна необхідність приділення уваги не тільки технологіям проектування та виготовлення автомобілів, менеджменту, правового регулю-

вання питань безпеки, але й надзвичайно *актуальним* є акцент на питання навчання людини на усіх етапах життєвого циклу технологій для забезпечення їх якості [14, 23]. Так, сьогодні при проектуванні складних систем, до яких відноситься автомобіль, необхідно враховувати індивідуальні можливості та обмеження людини як головної ланки системи, що потім приймає рішення в складних умовах управління транспортним засобом. Ці обмеження необхідно враховувати при проектуванні та функціонуванні машин, транспортних систем, систем управління та джерел інформації (сенсорів тощо), та навіть інтер'єру. Знання, які потрібні розробникам автомобілів, включають розділи когнітивної ергономіки, нейроергономіки, когнітивної психології, біоінженерії людини. Конвергентне об'єднання інженерних наук, інформаційних технологій, психології, нейро- та когнітивних наук дозволяють створити умови для забезпечення безпеки, надійності і стійкості складних людино-машинних систем, що проектуються. Актуальна проблема забезпечення якості – це кваліфікація робітників, особливо на етапі проектування. Проводяться нейроергономічні дослідження, що спрямовані на вирішення актуальних проблем людино-машинної взаємодії в складних системах, що функціонують в складних та екстремальних умовах [23-25]. Також відбувається пошук засобів для підвищення безпеки складних систем на всіх рівнях їх проектування (рис. 4).

Актуальність міждисциплінарних знань для майбутніх інженерів – проектувальників складних систем обумовлює необхідність отримання знань в сфері ергономіки та людського чинника (ЛЧ). Адже прогнозування ризиків та запобігання їх реалізації це інтенсивний шлях до якості, що лежить в основі японської моделі витрат на якість. На відміну від класичного екстенсивного «розгрібання проблем» (рис. 5).

Це обумовило необхідність впровадити дисципліну «Інженерія людського чинника» у навчальний план інженерних спеціальностей Національного аерокосмічного університету ім. М. С. Жуковського «Харківський авіаційний інститут». Її завдання – підготовка студентів щодо застосування сучасних концепцій і системоутворюючих принципів в інженерії людських чинників, когнітивної ергономіки і нейроергономіки для оптимізації взаємодії в системі «здобувач-

інформаційне навчальне середовище» та підвищення життєздатності складних систем вже на етапі проектування [14, 23, 25, 27, 28]. Але нагальною потребою є також впрова-

дження ергономіки як обов'язкової дисципліни для інженерів – проектувальників складних систем.

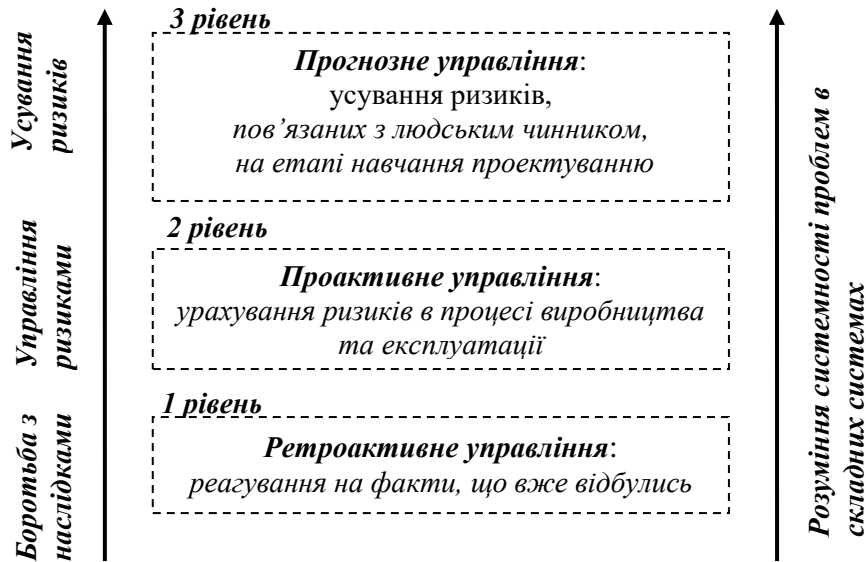


Рис. 4. Взаємозв'язок рівнів управління безпекою в складних системах та інженерної «зрілості» проектувальника, що напряду залежить від системності його знань

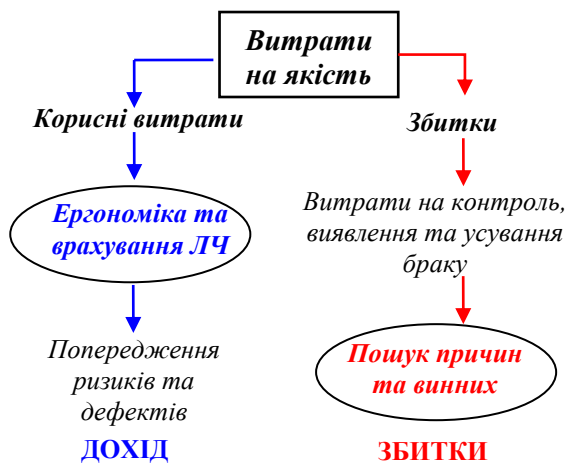


Рис. 5. Модифікована японська модель витрат на якість з урахуванням ЛЧ

Саме розвитку ергономічного мислення у майбутніх інженерів треба приділяти значну увагу, тому що це система поглядів індивіда на розвиток складних людино-машинних систем та ролі людини в них; це розуміння складних процесів людино-машинної взаємодії; вміння прогнозувати ризики в цих системах та планувати розробку систем з попереднім урахуванням цих ризиків. Зрештою ергономічне мислення для інженера сьогодення, а тим більше майбутнього, наряду з

екологічним та критичним мисленням є ознакою освіченості, є фундаментом високої кваліфікації спеціаліста [14, 15, 22, 24, 25].

### Комплексне кількісне оцінювання якості, надійності та безпеки колісних транспортних засобів

"Тран" відображає відомі закони природи, згідно з якими робота витрачається на подолання сил опору, які змінюються за квадратним законом від швидкості руху, а потужність, потрібна для цього, змінюється в кубі від швидкості руху. Звідси випливає: щоб підвищити швидкість руху вдвічі, необхідно потужність збільшити у 8 разів.

Це робить цей критерій дуже перспективним у застосуванні його до різних аспектів кваліметрії транспортних засобів будь-якої складності, навіть до оцінки цілих транспортних комплексів, видів транспорту. Більш глибоке опрацювання можливостей «трана» показало, що спираючись на його енергетичну сутність, цей критерій може бути з успіхом застосований для вирішення багатьох практичних завдань кваліметрії: кількісної оцінки абсолютної величини всіх основних, допоміжних, приватних та узагальнених критеріїв, що характеризують технічний рівень

транспортної техніки у вузькому, і у широкому розумінні.

З усіх відомих зараз критеріїв оцінки транспортних засобів лише нова одиниця «тран» дає реальну можливість побудувати єдину концепцію об'єктивної оцінки технічного рівня зразків транспортних машин, що базується на енергетичній оцінці споживчих властивостей будь-якого транспортного засобу взагалі.

Абсолютна величина узагальненого технічного рівня транспортного засобу має бути деякою функцією від часних критеріїв, вираженої в абсолютних величинах трьох споживчих факторів: корисного ефекту застосування, матеріальних витрат на даний рейс  $G_{p.m.}$ , коефіцієнта добротності конструкції  $\phi$ .

Цей логічний висновок можна математично записати у загальній формі так:

$$T = f(A, G_{p.m.}, \phi), \quad (4)$$

де частинних критеріїв, як змінні величини функції  $T$ , мають певну розмірність. Розмірність величини  $A$  (корисної послуги транспорту) буде у «транах», тобто т×км<sup>3</sup>/ч<sup>2</sup>; величини  $G_{p.m.}$  (матеріальних витрат на рейс) – у тоннах; величина  $\phi$  (коефіцієнт добротності конструкції) – безрозмірним числом.

Завдання у тому, щоб знайти «робочу розмірність» для узагальненого критерію технічного рівня  $T$  за сукупністю частинних критеріїв оцінки будь-якого транспортного засобу. Для цього необхідно мати номенклатуру параметрів оцінки, як це заведено в кваліметрії машин. При виборі номенклатури параметрів необхідно скористатися світовим досвідом, де з метою кваліметрії необхідно і достатньо мати в наявності обмежену кількість таких параметрів, за кількістю не більше 8-10, але найважливіших об'єктів оцінки.

Оцінювати кількість шкідливих викидів для забезпечення економічної безпеки зручно (за аналогією з попереднім) підходом, м×кг×с:

$$\frac{\text{Кількість шкідливих викидів}}{\text{Кількість виконаної транспортної роботи}} = \frac{m_{ep}}{A} = \frac{m_{ep}}{L} \cdot \frac{1}{QV^2}, \quad (5)$$

де перший співмножник  $\frac{m_{ep}}{L}$  – відповідає

розмірності нормам Євро-5 (-6 і т. і.); а другий співмножник  $\frac{1}{QV^2}$  – відповідає кількості

транспортної роботи. За аналогією з попереднім, цей параметр можна назвати «екотраном».

У роботі [12] для оцінки експлуатаційної ефективності, у «системі колісних транспортних засобів «Інфраструктура» рекомендується використовувати середній інтегральний критерій ефективності на одиницю колії:

$$I_s^{cp} = \alpha \frac{V_a^{cp}}{V_a^{\max cp}} + \beta \frac{g_s^{\min cp}}{g_s^{cp}} + \gamma K_E^{cp}, \quad (6)$$

де  $V_a^{cp}$  – середня швидкість руху автомобіля;

$V_a^{\max cp}$  – середня максимально допустима швидкість руху, МДж/км;

$g_s^{cp}$  – середня питома витрата енергії на одиницю колії;

$g_s^{\min cp}$  – середня мінімальна витрата енергії на одиницю колії;

$K_E^{cp}$  – середній сумарний екологічний критерій ефективності на одиницю колії;  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  – коефіцієнти відносної значущості динамічного (0,1...0,4), економічного (0,1...0,4) та сумарного екологічного (0,1...0,4) критеріїв оцінювання відповідно  $\sum(\alpha, \beta, \gamma) = 1,0$ .

Середній сумарний екологічний критерій ефективності на одиницю шляху  $K_E^{cp}$  визначається як сума добутоків коефіцієнтів відносної значущості викидів відповідних речовин на відношення середніх та середніх мінімальних питомих викидів за відповідним відповідним: CO, CH, NO, CO<sub>2</sub>.

Аналіз описаних у роботі [12] критеріїв показує, що вони синтезовані без урахування виконаної транспортної роботи.

Для оцінювання ступеня інтелектуалізації системи управління у роботі [12] передбачено таку процедуру. Вся система інтелектуалізації транспортного засобу подається у вигляді кількох елементів загальної системи. Рівень телепатичного забезпечення функціонального елемента «колісний транспортний засіб» характеризується такими морфологічними ознаками:

- наявність засобів ідентифікації технічних характеристик об'єкта пересування та



його підсистем;

- безперервного моніторингу технічного стану транспортного засобу;
- контролю поточних швидкості переміщення; витрат енергії та забруднюючих викидів, просторової ідентифікації режимів руху;
- контролю характеристик оператора, параметрів внутрішнього та зовнішнього середовища;
- присутність сучасних телекомунікаційних технологій та зв'язку з іншими елементами системи;
- рівнем автоматизації управління рухом транспортного засобу.

Рівень телематичного забезпечення функціонального елемента "Інфраструктура" характеризується:

- наявністю елементів (пристроїв) ідентифікації зовнішніх метеоумов, технічних характеристик дороги, виду транспортних засобів та швидкості їх руху;
- пристроїв контролю складу транспортного потоку та його інтенсивності;
- рівнем організації дорожнього руху, інформаційного забезпечення учасників руху, системи телекомунікацій;
- присутністю телекомунікаційних технологій з учасниками руху.

Для оцінки конкретної морфологічної структури у роботі [12] запропоновано визначення рівня розвитку телематичного забезпечення системи функціональних елементів, що враховує рівень розвитку варіантів реалізації основних морфологічних ознак телематичного забезпечення та інфраструктури. Метод ґрунтується на принципі рівнозначності морфологічних ознак. Він дозволяє оцінювати морфологічну структуру системи за шкалою від 0 до 5 (0 – базовий рівень, 5 – повна автономність).

Як видно, оцінка ступеня телематичного забезпечення визначається лише наявністю певної кількості інтелектуальних систем, що визначають та вносять інформацію в загальну систему за відповідним параметром, наприклад, стану дорожнього полотна або метеообстановки у середовищі руху. Але кожна з цих систем, що виконує свої функції, можуть бути простими або складними, надійними або менш надійними тощо, тому ступінь досконалості окремої інтелектуальної системи потрібно оцінювати окремо.

Для оцінки досконалості інтелектуальної системи, тобто її якості слід використовувати такі параметри:

- кількість логічних елементів в інтелектуальній системі та кількість зв'язків між ними;
- кількість реалізованих функцій системою чи кількість розв'язуваних задач.

Але в сучасних інтелектуальних системах значення цих параметрів досить велике та їх складно визначити.

Тому ступенем досконалості всіх інтелектуальних систем у системі керування автомобілем при їх кількісній оцінці можна вважати обсяг пам'яті бортового комп'ютера та його швидкодію.

В результаті короткого огляду основних властивостей автомобілів, що оцінюються кількісно за об'єктивними параметрами або за бальною оцінкою, встановлено, що їх кількість наближається до кількох десятків властивостей та їх комплексна оцінка традиційними методами кваліметрії неможлива. Тому для комплексного оцінювання якості надійності та безпеки функціонування сучасних автомобілів усю безліч властивостей необхідно розбивати на окремі групи за ознаками призначення автомобіля.

### **Методика комплексної оцінки якості ТС**

У загальному вигляді методика оцінки якості будь-якої продукції представлена у роботі [10]:

1. Опис ситуації оцінювання: угруповання об'єктів оцінювання та контролю.
2. Визначення рішень.
3. Генерація показника якості. Побудова деревини властивостей. Розробка шкал показників.
4. Визначення коефіцієнтів вагомості.
5. Визначення взаємодій.
6. Конструювання алгоритму кількісного показника.
7. Перевірка надійності алгоритму.

У додатку до системи «людина – машина – середовище» дуже багато властивостей, що визначають якість всіх об'єктів системи, призводить до необхідності розчленування загальної оцінки характерні комплекси. Варіанти комплексів властивостей можуть бути представлені у вигляді, показаному на рис. 2 це дає можливість уявити значну кількість «дерев» властивостей у багатовимірному просторі, вибираючи відповідні поверхні

(осі) на вирішення поставлених завдань комплексної оцінки. При цьому математичним апаратом, який дозволяє отримувати конкретні значення комплексної оцінки, є векторна алгебра.

Для зручності розрахунків за такого підходу можна рекомендувати використання відносного показника властивостей

$$\overline{P}_i^{комп} = \frac{Q_i - Q_i^{бр}}{Q_i^{эт} - Q_i^{бр}}, \quad (7)$$

де  $Q$  – розмірний чи безрозмірний фактичний показник властивостей; індекси:  $i$  – комплексні властивості;  $бр$  – бракувальний (найгірший);  $эт$  – еталонний (кращий).

Такий відносний показник властивості представляє відношення величини діапазону відмінності фактичного показника від його гіршого значення у світовій практиці до всього діапазону значень між найкращим значенням показника та найгіршим. За відсутності значень  $Q_i^{бр}$  формула спрощується для відношення двох значень параметрів.

При визначенні узагальненого показника комплексу властивостей використовують відому формулу:

$$P^{общи} = \varphi(K_i^{комп}; g; k_{эф}), \quad (8)$$

де функція згортки  $\varphi$  виражена різними номіналами, середніми та іншими видами математичних залежностей (математичні моделі);  $k_{эф}$  – коефіцієнт збереження ефективності, що включає в себе основні показники продукції, часу прояву властивостей та інші особливості аналізу якості.

При виборі функції згортки  $\varphi$  слід користуватись відомими рекомендаціями [10, 11].

## Висновки

Управління якістю продукції згідно з циклом Дьомінка – це безперервний, цілеспрямований, циклічний процес впливу на всіх рівнях на чинники, що забезпечують створення якісної продукції.

Незважаючи на значні зусилля розробників забезпечити відмовостійкість та надійність складних систем, наслідки недостатньої уваги та знань щодо питань людського чинника при розробці сучасних людино-

машинних систем вражають. Тому постійно зростаючий список проявів людського чинника свідчить про не обізнаність спеціалістів з когнітивними аспектами людино-машинної взаємодії, що не дозволяє належним чином спроектувати життєздатні динамічні системи. Особливо це стосується автомобільної галузі, де проектування й автомобілів й транспортних систем не може відбуватись без врахування особливостей існування та сприйняття людини оточуючого середовища та його впливу на прийняття рішення.

У роботі сформовано та структуровано комплекс властивостей транспортного засобу, що характеризують його якість, економічну та інтелектуальну безпеку. Для низки властивостей цього комплексу представлені залежності, що визначають ці властивості. В основу залежності цих показників покладено фізичні, геометричні (конструктивні) характеристики транспортних засобів.

Показано сформульовані одиниці виміру параметрів низки властивостей, що відповідають сучасним нормативним документам.

Запропоновано методику комплексної кількісної оцінки узагальнених показників якості, в основу якої покладено уявлення про «дерево» властивостей та їх уявлення у багатовимірному просторі.

Особливою категорією для сучасних ТЗ є група ергономічних якостей. Для забезпечення конкурентноздатності сучасний автомобіль повинен відповідати ергономічним властивостям. Нагальною потребою є також впровадження ергономіки як обов'язкової дисципліни для інженерів – проектувальників складних систем. Саме розвитку ергономічного мислення у майбутніх інженерів треба приділяти значну увагу, тому що це система поглядів індивіда на розвиток складних людино-машинних систем та ролі людини в них; це розуміння складних процесів людино-машинної взаємодії; вміння прогнозувати ризики в цих системах та планувати розробку систем з попереднім урахуванням цих ризиків. Зрештою ергономічне мислення для інженера сьогодення, а тим більше майбутнього, наряду з екологічним та критичним мисленням є ознакою освіченості, є заставою високої кваліфікації спеціаліста.

## Конфлікт інтересів

Автори заявляють, що немає конфлікту інтересів щодо публікації цієї статті.

## Література

1. Боженко, Л. І. & Гутта, Л. І. (2005) Управління якістю, основи стандартизації та сертифікації продукції. Bozhenko, L., Hutta, O. (2005) Upravlinnia yakistiu, osnovy sta-ndartyzatsii ta sertyfikatsii produktsii [Quality management, basics of standardization and certification of products]. Lviv, [in Ukrainian].
2. Сиченко, В. Г. & Ткаченко, О. П. (2006). Управління якістю продукції. Sychenko, V., Tkachenko, O. (2006). Upravlinnia yakistiu produktsii. [Product Quality Management]. Monohraf. Kyiv : Viche.
3. Мережко, Н. В., Осієвська, В. В. & Ясинська, Н. С. (2010). Управління якістю. Merezko, N., Osievska, V., Yasynska, N. (2010). Upravlinnia yakistiu [Quality management]. Kyiv : KNTEU [in Ukrainian].
4. Бичківський, Р. В., Столярчук, П. Г., Сопільник, Л. І. & Калинський, О. О. (2005.). Управління якістю. Сертифікація. Vychkivskiy, R., Stoliarchuk, P., Sopilnyk, L., Kalynskiy, O. (2005.). Upravlinnia yakistiu. Sertyfikatsiia [Quality management. Certification]. Kyiv : Shkola [in Ukrainian].
5. Azgaldov, Garry G., Kostin Alexander V., Padilla Omiste, Alvaro E. (2015). The ABC of Qualimetry Toolkit for measuring the immeasurable. Fonts kindly provided by ParaType, Inc. : Ridero. 167. ISBN 978-5-4474-2248-6
6. Argotti, Y., Baron, C., Esteban, P., Chaton, D. (2020). Quality Quantification Applied to Automotive Embedded Systems and Software Advances with qualimetry science. Embedded Real Time Systems (ERTS 2020), Toulouse. 1. [in France] [hal-02382316](https://hal.archives-ouvertes.fr/hal-02382316)
7. Найзабеков, А. Б., Талмазан, В. А., & Шмидт, Н. Ю. (2005). Квалиметрия в обработке металлов давлением. Nauzabekov A., Talmazan V., Shmidt N. (2005) Kvalimetriya v obrabotke metallov davleniem [Qualimetry in metal forming]. Almatyi : RIK po UiML [in Kazakhstan]
8. Ковтун, Ю. Г. Мазаренко, Д. Г. Пестухов, В. Т. & ін. (2000). Агроквалиметрия. Kovtun, Yu., Mazarenko, D., Pestukhov, ta in. (2000). Ahrokvalimetriia [Agroqualimetry]. Kharkiv : DVP «Oryhinal» [in Ukrainian].
9. Бурдаков, В. Д. (1990). Квалиметрия транспортных средств. Методика оценки эффективности использования. Burdakov V. (1900). Kvalimetriya transportnyih sredstv. Metodika otsenki effektivnosti ispolzovaniya [Qualimetry of vehicles. Methodology for evaluating the effectiveness of use]. Moskow: Izd-vo standartov [in Russia].
10. Panchenko, S., Lavrukhin, O., Shapatina, O. (2017). Creating a qualimetric criterion for the generalized level of vehicle. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 1 (3 (85)), 39–45. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2017.92203> [in Ukrainian].
11. Тараненко, М. Е. (2015). Квалиметрия в листовой штамповке. Taranenko, M. (2015) Kvalimetriya v listovoy shtampovke [Qualimetry in sheet stamping]. Harkov : Nats. aerokosm. un-t im. N. E. Zhukovskogo «Hark. aviats. in-t», ISBN 978-966-662-380-8 [in Ukrainian].
12. Симоненко, Р. В. (2021). Підвищення ефективності експлуатації комплексних транспортних засобів на основі інтелектуальних телепатичних технологій : автореф. дис. ... док. техн. наук: 05.22.20 / Симоненко Роман Володимирович, НТУ : Київ. 44. Symonenko, R. (2021). Pidvyshchennia efektyvnosti ekspluatatsii kompleksnykh transportnykh zasobiv na osnovi intelektualnykh telepatychnykh tekhnolohii [Improving the efficiency of operation of complex vehicles based on intelligent telepathic technologies] : avtoref. dys. ... dok. tekhn. nauk: 05.22.20 / Symonenko Roman Volodymyrovych, NTU : Kyiv, 44. [in Ukrainian].
13. Куць, В. Р. (2006). Развитие нормативной базы по оценке качества продукции : автореф. дис. ... канд. техн. наук: 02.00.06 / Куць Владимир Романович; Львов. гос. ун-т. : Львів, 20. Kuts, V. (2006) Razvitie normativnoy bazyi po otsenke kachestva produktsii [Development of the regulatory framework for assessing the quality of products] : avtoref. dys. ... kand. tekhn. nauk: 02.00.06 / Kuts Vladimir Romanovich; Lvov. gos. un-t. : Lviv, 20. [in Ukrainian].
14. Мигаль, Г. В., & Мигаль, В. П. (2020) Полідисциплінарний підхід до інженерії людського чинника. Науково-технічний збірник "Комунальне господарство міст", серія: Технічні науки та архітектура, 3 (156). 149-157. Myhal, H., Myhal, V. (2020) Polidystyplinar-nyi pidkhid do inzhenerii liudskoho chynnyka [Polydisciplinary approach to human factor engineering]. Naukovotekhnichniy zbirnyk "Komunalne hospodarstvo mist", seriia: Tekhnichni nauky ta arkhitektura, 3 (156). 149-157. [in Ukrainian].
15. Dul, Jan. (2012.) A strategy for human factors/ergonomics: developing the discipline and profession. Ralph Bruder and all. Ergonomics. 55 (4). 377–395.
16. Lee, J. D.; Wickens, C. D.; Liu Y.; Boyle, L. N. (2017). Designing for People: An introduction to human factors engineering. Charleston, SC : CreateSpace.
17. Гаврилов, Э. Г. Эргономика на автомобильном транспорте. (1976). Gavrilov, E. (1976).

- Ergonomika na avtomobi-lnom transporte [Ergonomics in road transport]. Kiev: Tehnika. [in Ukrainian].
18. Parasuraman, R., Mehta, R. (2013). Neuroergonomics: a review of applications to physical and cognitive work. *Front Hum Neurosci*, 7, 889. <https://doi.org/10.3389/fnhum.2013.00889>.
  19. Wickens, C. D., Lee, J. D., Liu, Y., S. E., Becker, G. (2003). *An Introduction to Human Factors Engineering*. 2-nd Edition. Prentice Hall. ISBN 978-0-321-01229-6.
  20. Stanton, N. (2020). *Advances in Human Factors of Transportation Proceedings of the AHFE 2019 International Conference on Human Factors in Transportation*, July 24-28, 2019, Washington D. C., USA, Springer, 964, 852. <https://doi.org/10.1007/978-3-030-20503-4>
  21. Мигаль, Г. В. & Протасенко, О. Ф. Эргономическая оценка проектируемых систем «человек-техника-среда» (2007). Migal, G., Protasenko, O. (2007). *Ergonomicheskaya otsenka proektiruemyih sistem «chelovek-tehnika-sreda»* [Ergonomic evaluation of the "man-technology-environment" system designed by the system]. Harkov : Nats. aerokosm. un-t «Hark. aviats. in-t». [in Ukrainian].
  22. Mygal, V., Mygal, G. & Mygal, S. (2021) Transdisciplinary convergent approach – human factor. *Radioelectronic and computer systems*, 4 (100), 7-21. doi: 10.32620/reks.2021.4.01
  23. Мигаль, Г. В. & Протасенко О. Ф. (2019) Інженерія людського чинника в сучасній освіті. Вчені записки Таврійського національного університету ім. В. І. Вернадського. Серія : Технічні науки, Прикладна геометрія, інженерна графіка та ергономіка. 30 (69). Ч. 1 (6). 9-14. Mygal, H., Protasenko, O. (2019). *Inzheneriia liudskoho chynnyka v suchasniy osviti* [Engineering of the human factor in modern education]. *Vcheni zapysky Tavriiskoho natsionalnoho universytetu im. V. I. Vernadskoho. Serii : Tekhnichni nauky, Prykladna heometriia, inzhenerna hrafika ta erhonomika*. 30 (69). Ch. 1 (6). 9-14. ISSN 2663-5941 (Print) ISSN 2663-595X (Online) [in Ukrainian].
  24. Mygal, V., Mygal, G. (2020). Cognitive and ergonomics aspects human interactions with a computer. *Radioelectronic and computer systems*, 1 (93), 90-102. <https://doi.org/10.32620/reks.2020.1.09>
  25. Parasuraman, R. (2003) Neuroergonomics: research and practice. *Theor. Issues Ergon. Sci.*, 4 (1–2). 5–20. <https://doi.org/10.1080/14639220210199753>
  26. Mygal, V., Mygal, G., Illiashenko, O. (2021) Intelligent Decision Support – Cognitive Aspects. *Digital Transformation, Cyber Security and Resilience of Modern Societies*. Cham: Springer. 84, 395–411. [https://doi.org/10.1007/978-3-030-65722-2\\_25](https://doi.org/10.1007/978-3-030-65722-2_25)
  27. Illiashenko, O., Mygal, V., Mygal, G., Protasenko, O. (2021). A convergent approach to the viability of the dynamical systems: The cognitive value of complexity. *International Journal of Safety and Security Engineering*, 11 (6). 713-719. <https://doi.org/10.18280/ijssse.110612>
  28. Emerald Gems. *New perspectives in employee engagement in human resources*. (2015). Emerald Group Publishing Limited, Bingley. 217. ISBN: 1785608738.
- Тараненко Михайло Євгенійович**<sup>1</sup>, д.т.н., проф. каф. автомобілів та транспортної інфраструктури, m.taranenko@khai.edu, тел. +38 096-287-43-08, ORCID: 0000-0002-3819-6948
- Мигаль Галина Валеріївна**<sup>1</sup>, д.т.н., проф. каф. автомобілів та транспортної інфраструктури, g.mygal@khai.edu, тел. +38 050-636-87-17, ORCID: 0000-0002-9862-9338
- Кобріна Наталія Віталіївна**<sup>1</sup>, к.т.н., доц. каф. автомобілів та транспортної інфраструктури, n.kobrina@khai.edu, тел. +38 050-733-03-57, ORCID: 0000-0001-9499-2079,
- Маковецький Андрій Володимирович**<sup>1</sup>, к.т.н., доц. каф. автомобілів та транспортної інфраструктури, a.makoveckiy@khai.edu, тел. +38 050-624-09-33, ORCID: 0000-0002-5982-8983,
- <sup>1</sup>Національний аерокосмічний університет ім. Н. С. Жуковського «Харківський авіаційний інститут», 61070, Україна, м. Харків, вул. Чкалова, 17.

### **The problem of integrated quality assurance and safety of vehicle operation**

**Abstract. Problem.** The article analyzes the theoretical and methodological foundations of product quality management. The problem of the quality and safety of the operation of vehicles is considered from three angles. The first is directly the problem of the quality and reliability of vehicles as products. Therefore, a quantitative assessment of the quality of a wheeled vehicle is an urgent task and will be discussed in the article. The second aspect is the human-machine interaction in the "man - car - road - environment" system and directly the quality of the human performer driving the car. This aspect depends immediately on the ergonomic qualities of the car. The third aspect concerns the quality of the society and the issues that affect the quality of a quality vehicle designer. **Goal.** The main purpose of the research is to substantiate the methodological foundations of vehicle quality management as a

product. The practical purpose of this work is to develop a methodology for a comprehensive quantitative assessment of the quality, reliability and safety of wheeled vehicles. **Methodology.** The paper considers groups of product quality characteristics. The possibility of a comprehensive qualitative assessment of the quality of vehicles is determined. The relevance of such an assessment is due to the wide variety of vehicles, the improvement of their technical characteristics against the backdrop of a slower development of the characteristics of the environment in which they are used. Another important circumstance is slow development of methods for assessing the quality of vehicles, which makes it difficult to choose the best option in accordance with the goals of their operation. **Originality.** The paper shows an extensive range of vehicle properties. A technique for a comprehensive assessment of the quality of vehicles is proposed. An assumption is made about the representation of quality indicators in a multidimensional space, in which each dimension corresponds to a certain group of properties. **Practical value.** To improve the objectivity of a comprehensive assessment, a number of units of property characteristics are described that have a metric dimension and are based on the physical and material representation of actions. It is concluded that it is necessary to develop and refine

the methodology for a comprehensive quantitative assessment of quality in the area under research.

**Key words:** quality; quality indicators; safety; quantitative assessment of quality; vehicles; telematics; ergonomics; ergonomics; education.

**Taranenko Mykhailo**<sup>1</sup>, professor, Doct. of Science, Department of Automobiles and Transport Infrastructure, m.taranenko@khai.edu, тел. +38 096-287-43-08, ORCID: 0000-0002-3819-6948

**Mygal Galyna**<sup>1</sup>, professor, Doct. of Science, Department of Automobiles and Transport Infrastructure, g.mygal@khai.edu, тел. +38 050-636-87-17, ORCID: 0000-0002-9862-9338

**Kobrina Natalia**<sup>1</sup>, Ph.D., Assoc. Prof. Department of Automobiles and Transport Infrastructure, n.kobrina@khai.edu, тел. +38 050-733-03-57, ORCID: 0000-0002-4672-2880

**Makovetsky Andriy**<sup>1</sup>, Ph.D., Assoc. Prof. Department of Automobiles and Transport Infrastructure, a.makoveckiy@khai.edu, тел. +38 050-624-09-33, ORCID: 000-0002-5982-8983

<sup>1</sup>National Aerospace University, 61070, Ukraine, Kharkiv, Chkalova str., 17.

## Переобладнання автомобіля з ДВЗ в електромобіль

Гнатов А. В.<sup>1</sup>, Аргун Щ. В.<sup>1</sup>, Гнатова Г. А.<sup>1</sup>, Сохін П. А.<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна

**Анотація.** Проведено аналіз та запропоновано послідовність дій щодо визначення потужності електродвигуна для електромобіля. Проведено розрахунок потужності тягового електродвигуна для переобладнання автомобіля з ДВЗ в електромобіль. Побудовано графічну залежність потужності тягового електродвигуна від швидкості електромобіля. Виконано розрахунок економічних показників переобладнання автомобіля.

**Ключові слова:** переобладнання автомобіля, тягова акумуляторна батарея, потужність електродвигуна, електромобіль, зарядна станція, енергоефективні технології.

### Вступ

Сучасні реалії підштовхують все більшу кількість автомобілістів пересісти на екологічні та зручні в експлуатації електромобілі. На жаль, незважаючи на безліч переваг цієї альтернативи транспортним засобам (ТЗ) з двигуном внутрішнього згорання (ДВЗ), придбати електромобіль поки що можуть не всі через його високу ціну. Саме тому багато фірм та ентузіастів вже розпочали переобладнання автомобілів в електромобілі своїми власними силами. В багатьох випадках, такий підхід є більш дешевшим, ніж придбання готового електромобіля, однак має ряд недоліків. Тому, перш ніж приступити до переобладнання автомобіля з ДВЗ в електромобіль, варто зважити всі «за» та «проти» [1-3].

Переваги електромобіля всім відомі – це екологічність, безшумність і, найголовніше, суттєве зниження витрат на експлуатацію в порівнянні зі звичайним автомобілем з ДВЗ.

Економія на витратах відбувається за рахунок того, що «заправка» електромобіля може відбуватися від звичайної розетки. Не потрібно періодично міняти моторне мастило, фільтри, ремені та інші витратні матеріали.

Наприклад, тільки на зарядку від електромережі витрачається приблизно від 5 до 10 разів менше грошей, ніж на бензин/дизель, необхідний для подолання аналогічної відстані. Також менше часу і грошей витрачається на техобслуговування (ТО), так як обладнання

електромобіля не вимагає регулярного обслуговування і може працювати роками без ТО (враховуючи наявний досвід компаній Nissan, Tesla, Renault та BMW).

Про екологічність електромобіля всім добре відомо. Переробку авто з ДВЗ в електромобіль можна вважати посильним та реальним внеском у покращення екологічного простору навколо себе [4, 5].

Тож щодо переобладнання автомобіля з ДВЗ на електромобіль варто відзначити декілька додаткових позитивних аспектів:

- незважаючи на те, що на території України досить мало (станом на початок 2022 р.) станції швидкої зарядки тягових акумуляторних батарей (ТАБ), які обладнані спеціальними пристроями для їх зарядання постійним струмом, здійснити цю операцію можна навіть у домашніх умовах. Підзарядка ТАБ електромобіля від звичайної розетки є набагато вигіднішою, ніж використання комерційних станцій їх швидкого зарядання. Тим паче, що такий процес за умови регулярного використання є причиною пришвидшеної деградації ТАБ;
- при встановленні двозонного лічильника зарядки ТАБ у нічний час стає ще більше економічно вигідною;
- при переобладнанні автомобіля демонтуються всі системи, які забезпечують роботу ДВЗ, що спрощує експлуатацію та обслуговування автомобіля;

- системи пуску електромобіля набагато простіші, надійніші і дешевші, а в холодну пору року відпадає необхідність прогрівання двигуна (на відміну від автомобіля з ДВЗ).

До недоліків переобладнаного автомобіля з ДВЗ в електромобіль можна віднести наступне:

- процес переобладнання займає час і є достатньо дорогим;
- вага автомобіля зазвичай збільшується, а вільний простір в кузові автомобіля зменшується через встановлення ТАБ, від габаритів якої залежить пробіг автомобіля без підзарядки;
- є необхідність у постійному місці заряду електромобіля (бажано за нічним тарифом);
- термін служби ТАБ є обмеженим (від 2 до 12 років);
- після переобладнання виникає необхідність у офіційній реєстрації переробленого автомобіля;
- обмежений пробіг електромобіля на одній зарядці і доволі довгий час зарядки, що напряму залежить від ємності ТАБ.

Всі зазначені переваги та недоліки, необхідний середньодобовий пробіг автомобіля та його основне призначення (наприклад, експлуатація в міських умовах як особистого транспорту або потреба в пересуванні на великі відстані тощо) дозволяють кожному автовласнику особисто зробити висновок чи є сенс у переобладнанні автомобіля з ДВЗ в електромобіль [6, 7].

### **Аналіз публікацій**

Сучасний світ не стоїть на місці, адже впровадження новітніх технологій дозволяє втілити в життя те, що ще вчора здавалося неможливим. Звісно, це не може обійти стороною і транспортну галузь. З'являються не лише новітні види транспорту, які здатні виконувати свої функції вже зовсім на іншому (фантастичному, як здавалося ще 15-20 років тому) рівні, а й зовсім нові технології у сфері їх обслуговування та ремонту [8 - 11].

Зростання цін на нафтопродукти та посилення екологічних норм дало поштовх розвитку автомобільного електротранспорту, а використання нових розробок у сфері електроніки та виробництві акумуляторів знімає багато обмежень щодо використання електромобілів [10, 12]. Нині вони впевнено входять у наше життя. Корпоративний автотранспорт, електронавантажувачі, автомобілі

служби доставки та міської поштової служби, особисті автомобілі, мінівантажівки та автобуси з електроприводом, оснащені потужними, більш ефективними і надійними електродвигунами та тяговими акумуляторами поступово замінюють транспорт з ДВЗ [13, 14].

В роботі [15] представлено процес переобладнання традиційного ТЗ з ДВЗ в електромобіль. У розробленій силовій установці використовується трифазний інвертор з польовим керуванням та просторово-векторною модуляцією. Розроблена бортова система заряду акумуляторів, що може працювати в режимах "Grid to Vehicle" та "Vehicle to Grid".

В статті [16] вченими представлені дослідження щодо перетворення існуючого автомобіля з ДВЗ в електромобіль та реалізація деяких функцій, притаманним автономним транспортним засобам (у відповідності до рівнів автономності).

В роботах [17-19] описано процес переробки міського автомобіля з ДВЗ в електромобіль. Приведено основні етапи вибору систем та агрегатів і того, як вони функціонують. Зроблено узагальнення щодо експлуатаційних параметрів електромобіля.

В роботі [20] представлено результати дослідження можливостей перетворення моторкиши Tuk Tuk в електромобіль. Науковцями сформовано рекомендації щодо розробки продукції та нової бізнес-моделі електричних "Tuk Tuk" та інших транспортних засобів місцевого виробництва.

Використовуючи послідовне дослідження змішаних методів, в статті [21] досліджується модернізація автомобілів з ДВЗ в електромобілі на прикладі Німеччини. Проведено аналіз того, як може виглядати життєздатна бізнес-модель. При цьому приділяється особлива увага потребам клієнтів і суспільному сприйняттю. За результатами проведених досліджень та модулювання зроблено висновки щодо того, як компанія може налаштувати та інтегрувати перетворення автомобілів з ДВЗ в електромобілі з урахуванням існуючої ринкової структури.

В роботі [22] представлено огляд різних електродвигунів для електромобілів з точки зору простоти конструкції, вартості, надійності та ефективності. Автори статті зробили висновок, що двигун постійного струму без щітково-колекторного вузла виявився ефективним і найбільше підходить для силового

приводу електромобіля та гібридного автомобіля. Опираючись на ці висновки науковці розробили концептуальний метод покращення контролю даного типу електродвигунів.

Як видно з проведеного аналізу публікацій, тематика даного дослідження є нагальною та актуальною. Її розвиток знаходить своє відображення у всіх частинах світу. Це не дивно, бо перехід на нові, екологічно чисті та енергоефективні технології на транспорті є одним з найважливіших питань сьогодення.

### Мета та постановка задачі

Метою роботи є дослідження доцільності і можливості переобладнання автомобіля з ДВЗ в електромобіль з розрахунком терміну його окупності.

Для досягнення зазначеної мети в роботі необхідно розв'язати наступні задачі:

- дослідити основні компоненти для переобладнання автомобіля з ДВЗ в електромобіль та визначити вартість такого переобладнання;
- запропонувати послідовність розрахунку потужності тягового електродвигуна для електромобіля;
- провести техніко-економічний розрахунок щодо переобладнання автомобіля з ДВЗ в електромобіль і визначити термін його окупності.

### Переобладнання автомобіля з ДВЗ в електромобіль

Основні витрати при переобладнанні автомобіля з ДВЗ на електромобіль складаються з витрат на придбання наступних компонентів:

- тягового електродвигуна, який зазвичай

розташовується на місці традиційного ДВЗ;

- контролера та блоків управління, що керують усіма функціями машини та розподілом енергії;
- обігрівача салону, який призначений для нагрівання повітря в салоні автомобіля в холодну пору року;
- тягової акумуляторної батареї – основного накопичувача електроенергії, що є найдорожчою складовою частиною переобладнаного автомобіля;
- інших комплектувальних виробів відповідно до обраної компоновальної схеми, зокрема, різноманітні дроти, перехідники, системи кріплення тощо.

Переобладнання автомобіля за вартістю переробки, станом на початок 2022 р. (Таблиця 1), умовно можна розділити на 3 категорії [23]:

- ЕКОНОМ (ціна від 135 тис. грн. до 245 тис. грн.) – пробіг на одному заряді до 80 км при максимальній швидкості 90 км/год. Час зарядки ТАБ триватиме від 1,5 год до 2 год;
- БАЗОВИЙ (ціна від 24,5 тис. грн.) – пробіг на одному заряді від 150 км до 200 км, максимальна швидкість понад 150 км/год, передбачене встановлення системи рекуперації, пристроїв швидкої зарядки, спеціальних контролерів на "Android" та GPS. Швидка зарядка триває близько 1 год;
- ПРЕМІУМ (ціна від 595 тис. грн.) – пробіг на одному заряді від 350 км і вище, максимальна швидкість понад 200 км/год, встановлення системи рекуперації, пристроїв швидкої зарядки, спеціальних контролерів на "Android", швидка зарядка – 1 год, інші функції.

Таблиця 1 – Варіанти переобладнання автомобіля з ДВЗ на електромобіль

	ЕКОНОМ від 135 тис. грн.	БАЗОВИЙ від 245 тис. грн.	ПРЕМІУМ від 595 тис. грн.
Пробіг на одному заряді	до 80 км	від 150 км до 200 км	від 350 км і вище
Максим. швидкість	90 км/год.	до 200 км/год.	понад 200 км/год.
Термін служби ТАБ	10 років або 3000 циклів		
Система рекуперації	-	+	+
Швидкий заряд	від 1,5 год. до 2 год.	1 год.	1 год.
Додаткові функції		спеціальні контролери на "Android" та GPS	спеціальні контролери на "Android" та GPS, інші функції (визначає клієнт)

### Визначення потужності тягового електродвигуна

Після прийняття рішення щодо переобладнання автомобіля з ДВЗ в електромобіль пе-

ршим треба вирішити питання щодо потужності електричної тягової установки [24].

Для цього потрібно врахувати сили, які діють на автомобіль під час руху, рис. 1.

На рис. 3 позначені основні три сили:  $F_T$  –



сила тяги;  $F_{TP}$  – сила тертя;  $F_{ОП}$  – сила опору повітря.

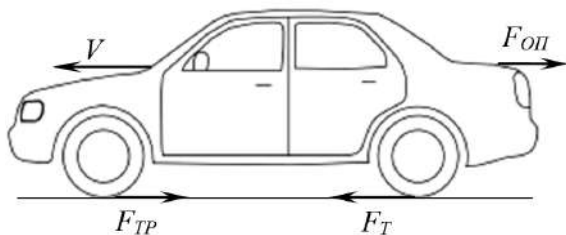


Рис. 1. Основні сили, що діють на автомобіль під час його руху

Для руху автомобіля необхідно виконання наступного співвідношення:

$$F_T \geq F_{TP} + F_{ОП}. \quad (1)$$

Величини зазначених в (1) сил визначаються з виразів:

$$F_{TP} = \mu \cdot m \cdot g, \quad (2)$$

$$F_{ОП} = \frac{C_x \cdot S \cdot \rho \cdot V^2}{2}, \quad (3)$$

де  $\mu$  – коефіцієнт тертя кочення гума/асфальт (середнє значення  $\mu = 0,02$ );  $m$  – повна вага транспортного засобу, кг;  $g$  – прискорення вільного падіння –  $9,8 \text{ м/с}^2$ ;  $C_x$  – коефіцієнт аеродинамічного опору повітря;  $S$  – лобова площа автомобіля (площа поперечного перерізу транспортного засобу у напрямку руху),  $\text{м}^2$ ;  $\rho$  – щільність повітря –  $1,29 \text{ кг/м}^3$  (за нормальних умов);  $V$  – швидкість автомобіля,  $\text{м/с}$ .

Підставляємо значення виразів (2) та (3) у вираз (1), отримуємо:

$$F_T \geq (\mu \cdot m \cdot g) + \left( \frac{C_x \cdot S \cdot \rho \cdot V^2}{2} \right). \quad (4)$$

Вираз (4) дозволяє розрахувати величину сили, яка потрібна для урухомлення автомобіля.

При визначенні потужності електродвигуна для тягової установки електромобіля, перш за все, слід зазначити, що вона розраховується у відповідності до швидкості автомобіля. Тобто, спочатку потрібно задатися швидкістю електромобіля, а потім на цю

швидкість розраховується потужність електродвигуна. Отже, потужність електродвигуна електромобіля ( $P$ ) визначається з виразу:

$$P = F_T \cdot V. \quad (5)$$

З виразів (5) та (4), отримуємо:

$$P = \left( (\mu \cdot m \cdot g) + \left( \frac{C_x \cdot S \cdot \rho \cdot V^2}{2} \right) \right) \cdot V. \quad (6)$$

Вираз (6) дає змогу підібрати тяговий електродвигун для електромобіля за необхідною його потужністю.

В якості прикладу, для переобладнання візьмемо автомобіль ЗАЗ "Sens" (або "Lanos"). На вторинному ринку, з кузовом у нормальному стані, його можна придбати від 52 тис. грн. (станом на початок 2022 р.). Для цього автомобіля проведемо розрахунки потужності електродвигуна, яка потрібна для розгону електромобіля до визначеної швидкості.

Проведення розрахунків за вирази (3), (4) та (6) виконані за наступних умов:

- повна вага транспортного засобу – це його вага з урахуванням ваги пасажирів та ТАБ;

- коефіцієнт аеродинамічного опору повітря ( $C_x$ ) для легкових автомобілів  $0,2-0,7$  ( $0,35$  у середньому);

- площа поперечного перерізу транспортного засобу у напрямку руху ( $S$ ) для легкових автомобілів від  $1,5 \text{ м}^2$ ;

- коефіцієнт тертя кочення для легкових автомобілів ( $\mu$ ) на рівному асфальтовому покритті дороги –  $0,015$ .

Переходимо до безпосереднього розрахунку потужності електродвигуна для електромобіля. У відповідності до міських умов експлуатації автомобіля ЗАЗ "Sens" маємо наступні дані:  $C_x = 0,35$ ;  $S = 2,2 \text{ м}^2$ ;  $m = 1595 \text{ кг}$ ;  $\mu = 0,02$ ;  $g = 9,8 \text{ м/с}^2$ ;  $\rho = 1,29 \text{ кг/м}^3$ .

Результати розрахунку потужності електродвигуна електромобіля для різної швидкості наведені у Таблиці 2.

У першій колонці (Таблиця 2) приведені значення електроенергії, яка необхідна для переміщення електромобіля. Але слід врахувати і втрати енергії на шляху від акумуляторної батареї до тягового електродвигуна. Тому, поділимо отриманий результат (перша колонка, Таблиця 2) на загальний ККД тягового приводу (трансмисії  $\sim 0,76$ , електродви-

гуна  $\sim 0,90$  і контролера  $\sim 0,95$ ).

Таблиця 2 – Розрахунки потужності тягового електродвигуна для електромобіля

$P$ , Вт	$V$ , км/год.	ККД	$P_{\text{реал.}}$ , Вт
879,03	10	0,65	1352,36
1821,94	20	0,65	2802,98
2892,58	30	0,65	4450,12
4154,83	40	0,65	6392,05
5672,56	50	0,65	8727,02
7509,64	60	0,65	11553,29
9729,93	70	0,65	14969,13
12397,32	80	0,65	19072,80
15575,66	90	0,65	23962,55
19328,82	100	0,65	29736,65
23720,68	110	0,65	36493,36
28815,11	120	0,65	44330,94
34675,97	130	0,65	53347,65

Загальний ККД, приблизно, дорівнює 0,65. Фактично, акумуляторна батарея повинна видавати більше електроенергії для здійснення руху автомобіля, бо її частина витрачається на опір тертя у вузлах, тепловіддачу, втрати в контактах тощо).

Отже, для розгону електромобіля, наприклад, до швидкості 40 км/год. витрачається енергопотужність акумуляторної батареї рівна  $4154,83/0,65=6392,05$  Вт.

У 4-й колонці (Таблиця 2) приведені остаточні значення потужності потрібної для розгону електромобіля до визначеної швидкості.

За результатами розрахунків побудовано криву залежності потужності електродвигуна, необхідну для руху електромобіля, від швидкості руху, рис. 2.

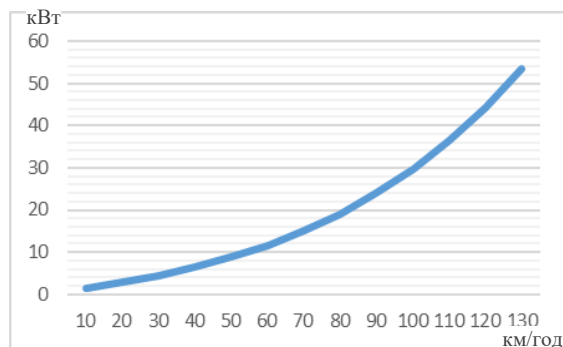


Рис. 2. Залежність потужності електродвигуна від швидкості електромобіля

Бажано вибрати двигун на ту потужність, яка наведена (в залежності від швидко-

сті) в Таблиці 2, 4-а колонка. Адже при постійній роботі на номінальній потужності з виходом на перенавантаження (наприклад, при русі електромобіля по нерівній дорозі), двигун буде перегріватися. Тому потрібно мати запас потужності електродвигуна, що забезпечить його довгу і ефективну роботу у різноманітних дорожніх умовах.

Отримані дані (Таблиця 2 та рис. 2) розраховано у припущенні, що дорога не має ухилу. Якщо місцевість по якій передбачається експлуатація електромобіля має ухил, то потрібно при розрахунку потужності електродвигуна врахувати його величину. В такому випадку, формулу (6) перепишемо з урахуванням кута ( $\alpha$ ) дорожнього ухилу:

$$P = \left( (\mu \cdot m \cdot g) \cdot \cos \alpha + \left( \frac{C_x S \rho V^2}{2} \right) \right) \cdot V. \quad (7)$$

На рис. 3 приведено залежність потужності електродвигуна від дорожнього ухилу при русі електромобіля зі швидкістю 40 км/год.

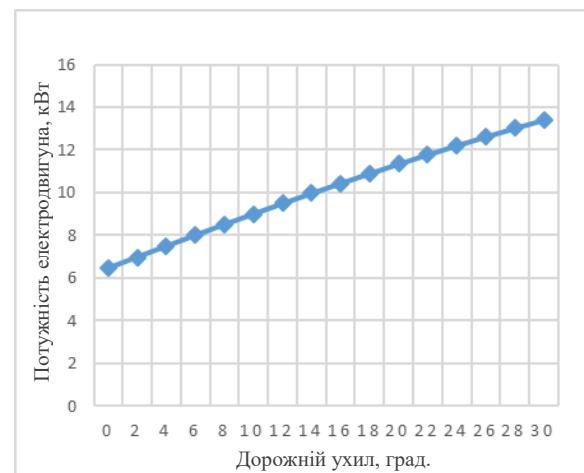


Рис. 3. Залежність потужності електродвигуна від дорожнього ухилу при русі електромобіля зі швидкістю 40 км/год.

### Економічні розрахунки

Для проведення економічного розрахунку припустимо, що автомобіль в день долає відстань в 100 км. Середня ціна палива станом на початок 2022 р. наведена у Таблиці 3.

Вважаємо, що автомобіль споживає 10 л на 100 км. Тариф на електроенергію на 1 кВт/год. в середньому складає 2,1361 грн.

Таблиця 3 – Середня ціна палива станом на початок 2022 р.

Пальне	Ціна, грн/л
А-95	34,21
А-92	33,83
ДП (дизельне паливо)	37,86
Газ	28,50

В середньому, електромобіль витрачає 15 кВт на 100 км. Варто зазначити, що у рік на автомобіль з ДВЗ на обслуговування та

ремонт потрібно додатково витратити близько 10-15 тис. грн. (без урахування витрат, аналогічних і для електромобілів, наприклад, заміни щіток склоочисників, сезонної заміни шин тощо). Для підрахунку візьмемо середнє значення – 12,5 тис. грн.

Розрахунок експлуатаційних витрат на рік при заявленому пробігу наведено в Таблиці 4. При розрахунках прийнято, що автомобіль споживає пального марки: А-95 – 8 л на 100 км; А-92 – 10 л на 100 км; ДП – 8 л на 100 км; газу – 12 л на 100 км.

Таблиця 4 – Розрахунок експлуатаційних витрат

Пальне	Ціна, грн.	Витрати пального на місяць, грн.	Витрати пального на рік, грн.	Обслуговування на 1 рік, грн.	Загальні витрати за 10 років, грн.
А-95, грн./л	34,21	8210,4	98524,8	12500	1110248
А-92, грн./л	33,83	10149	121788	12500	1342880
ДП, грн./л	37,86	9086,4	109036,8	12500	1215368
Газ, грн./л	28,50	10260	123120	12500	1356200
Ел. енергія, грн./(кВт/год.)	1	961,2225	11534,67	-	115346,7

Для повноти картини щодо фінансових показників потрібно зазначити початкову вартість автомобіля, який вибрано для переобладнання. Як вже вказувалось вище, для прикладу вибрано ЗАЗ "Sens/Lanos" за ціною від 52 тис. грн. (станом на початок 2022 р.).

Для переобладнання ЗАЗ "Sens/Lanos" використаємо БАЗОВИЙ варіант за ціною (з урахуванням можливого подорожчання) 280 тис. грн. Підсумкові результати розрахунків фінансових показників зведено до Таблиці 5.

Таблиця 5 – Розрахунок фінансових показників експлуатації ЗАЗ Sens/Lanos

	Ціна ТЗ, тис. грн	Експлуатаційні витрати за 10 років, тис. грн	Сумарні витрати, тис. грн	Витрати на переобладнання, тис. грн
ЗАЗ Sens/ Lanos з ДВЗ	52 тис.	1110,248	1162,248	-
ЗАЗ Sens електро	52 тис.	115,3467	167,3467	280,0

Нескладно підрахувати, що придбання та переобладнання ЗАЗ "Sens/Lanos" в електромобіль обійдеться у 332 тис. грн. Якщо взяти цю суму за основу при розрахунку терміну окупності, то отримаємо, що окупність електромобіля настане на 3-му році його експлуатації (рис. 4). Вона досягається завдяки меншим витратам на експлуатацію електричного ТЗ у порівнянні з експлуатацією ТЗ на ДВЗ [25].

Але, правильніше за основу брати суму витрат понесених лише на переобладнання автомобіля. В наведеному прикладі це 280 тис. грн. При придбанні ТЗ все одно сплачуються кошти в незалежності від того чи він буде у подальшому переобладнаний, чи ні.

На придбання ЗАЗ "Sens/Lanos" витрачено 52 тис. грн. Отже, при такій постановці питання, вкладення на переобладнання автомо-

біля в електромобіль окупаються вже на початку 3-го року його експлуатації.

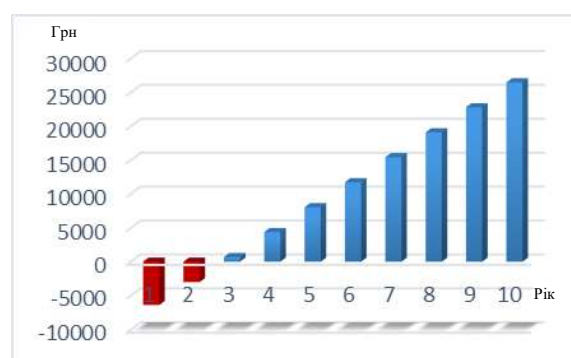


Рис. 4. Аналіз витрат на експлуатацію електричного автомобіля по відношенню до авто з ДВЗ

Проведені розрахунки показують, що при щоденній експлуатації автомобіля з пробігом біля 100 км на добу, більш вигідною є експлуатація електромобіля. Такий підхід являється досить перспективним і економічно привабливим для тих компаній та фірм, які займаються доставкою товарів в межах міста або компаніям, що здають в оренду автомобілі. Очевидно, що чим більший пробіг автомобіля на добу, тим швидше настане термін його окупності.

### Висновки

Проведено дослідження доцільності і можливості переобладнання автомобіля з ДВЗ в електромобіль з розрахунком терміну окупності його переобладнання. Розглянуто основні елементи процесу переобладнання.

Проведено аналіз та запропоновано послідовність дій щодо визначення потужності електродвигуна для електромобіля. На прикладі ЗАЗ "Sens/Lanos" проведено розрахунок потужності тягового електродвигуна для переобладнаного електромобіля. Побудовано графічну залежність потужності тягового електродвигуна від швидкості електромобіля. Проведено розрахунки та побудовано залежність потужності тягового електродвигуна від дорожнього ухилу при русі електромобіля з визначеною швидкістю.

Виконано розрахунок економічних показників переобладнання автомобіля на базі ЗАЗ "Sens/Lanos" в електромобіль. Результати розрахунку показують, що термін окупності переобладнаного електромобіля настане на 3-му році його експлуатації.

Результати проведених досліджень показують, що переобладнання автомобілів з ДВЗ на електромобілі являється доцільним і економічно вигідним компаніям, що займаються доставкою товарів в межах міста. Також, це вигідно компаніям і фірмам, що займаються орендою автомобілів. Але тут слід зважати на те, чи є в межах міста розвинута зарядна інфраструктура. В іншому випадку, проблема зарядки електромобілів стає одним з головних факторів, які впливають на рішення щодо доцільності переобладнання наявного автопарку на електротягу.

### Конфлікт інтересів

Автори заявляють про відсутність конфлікту інтересів щодо публікації цієї статті.

### Література

1. Del Pero, F., Delogu, M., & Pierini, M. (2018). Life Cycle Assessment in the automotive sector: A comparative case study of Internal Combustion Engine (ICE) and electric car. *Procedia Structural Integrity*, 12, 521-537.
2. Как сделать свое авто электромобилем. (2018, June 10). from <https://megawatt.by/forum/pereoborudovanie-v-elektromobil/44-kak-sdelat-svoe-avto-elektromobilem>
3. Гнатов, А. В., Аргун, Щ. В., & Улянец, О. А. (2017). Електромобілі–майбутнє, яке вже настало. *Автомобіль і електроніка. Сучасні технології*, (11), 24-28.
4. Тарасова, В. В., Разживин, В. П., Тельный, А. С., Гнатов, А. В., Аргун, Щ. В., & Дзюбенко, А. А. (2017). Анализ перспектив развития нетрадиционных источников энергии и оценка возможностей их использования. *Автомобіль і електроніка. Сучасні технології*, (12), 50-56.
5. Arhun, S., Hnatov, A., Mygal, V., Khodyriev, S., Popova, A., & Hnatova, H. (2020, April). An Integrated System of Alternative Sources of Electricity Generation for Charging Urban Electric BuSPP. In *2020 IEEE 40th International Conference on Electronics and Nanotechnology (ELNANO)* (pp. 619-624). IEEE.
6. Hnatov, A., Arhun, S., & Ponikarovska, S. (2017). Energy saving technologies for urban bus transport. *International journal of automotive and mechanical engineering*, 14, 4649-4664.
7. Hnatov, A., Arhun, S., Tarasov, K., Hnatova, H., Mygal, V., Patlins, A. Researching the model of electric propulsion system for bus using Matlab Simulink //2019 IEEE 60th International Scientific Conference on Power and Electrical Engineering of Riga Technical University (RTUCON). – IEEE, 2019. – С. 1-6. DOI: 10.1109 / RTUCON48111.2019.8982352
8. Gnatov, A., Trunova, I., & Sch, A. (2016). Disk matching devices for methods of exterior levelling of car body panels. *Автомобильный транспорт*, (39).
9. Eker, U., Ahmed, S. S., Fountas, G., & Anastasopoulos, P. C. (2019). An exploratory investigation of public perceptions towards safety and security from the future use of flying cars in the United States. *Analytic methods in accident research*, 23, 100103.
10. Migal, V., Arhun, S., Hnatov, A., Dvadnenko, V., & Ponikarovska, S. (2019). Substantiating the criteria for assessing the quality of

- asynchronous traction electric motors in electric vehicles and hybrid cars. *Journal of the Korean Society for Precision Engineering*, 36(10), 989-999.
11. Pei, J., Guo, F., Zhang, J., Zhou, B., Bi, Y., & Li, R. (2021). Review and analysis of energy harvesting technologies in roadway transportation. *Journal of Cleaner Production*, 288, 125338.
  12. Mauger, A., Julien, C., Paolella, A., Armand, M., & Zaghbi, K. (2019). Recent progress on organic electrodes materials for rechargeable batteries and supercapacitors. *Materials*, 12(11), 1770.
  13. Wolff, S., & Madlener, R. (2019). Driven by change: Commercial drivers' acceptance and efficiency perceptions of light-duty electric vehicle usage in Germany. *Transportation research part C: emerging technologies*, 105, 262-282.
  14. Christensen, L., Klauenberg, J., Kveiborg, O., & Rudolph, C. (2017). Suitability of commercial transport for a shift to electric mobility with Denmark and Germany as use cases. *Research in Transportation Economics*, 64, 48-60.
  15. Pedrosa, D., Monteiro, V., Gonçalves, H., Martins, J. S., & Afonso, J. L. (2014, October). A case study on the conversion of an internal combustion engine vehicle into an electric vehicle. In *2014 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC)* (pp. 1-5). IEEE.
  16. Francis, J., Narayamparambil, A. B., Johnson, A., Mathew, J., Sankar, V., & George, J. M. (2021, November). Conversion of internal combustion engine car to semi-autonomous electric car. In *Journal of Physics: Conference Series* (Vol. 2070, No. 1, p. 012203). IOP Publishing.
  17. Dankov, D., Madjarov, N., & Prodanov, P. (2021, September). Description of the conversion process and results on the Opel Corsa with an internal combustion engine into an electric car. In *2021 XXX International Scientific Conference Electronics (ET)* (pp. 1-5). IEEE.
  18. Vražić, M., Vuljaj, D., Pavasović, A., & Pauković, H. (2014, May). Study of a vehicle conversion from internal combustion engine to electric drive. In *2014 IEEE International Energy Conference (ENERGYCON)* (pp. 1544-1548). IEEE.
  19. Lairenlakpam, R., Thakre, G. D., Gupta, P., Singh, Y., & Kumar, P. (2018, December). Electric conversion of a polluting gasoline vehicle into an electric vehicle and its performance and drive cycle analysis. In *2018 IEEE International Conference on Power Electronics, Drives and Energy Systems (PEDES)* (pp. 1-6). IEEE.
  20. Yiangkamolsing, C., Laoonual, Y., Channarong, S., Katikawong, W., Sasawat, P., & Yaotanee, B. (2019, May). A Development of Electric Tuk Tuk Conversion in Thailand. In *2019 IEEE Transportation Electrification Conference and Expo, Asia-Pacific (ITEC Asia-Pacific)* (pp. 1-8). IEEE.
  21. Hoeft, F. (2021). Internal combustion engine to electric vehicle retrofitting: Potential customer's needs, public perception and business model implications. *Transportation Research Interdisciplinary Perspectives*, 9, 100330.
  22. Zarma, T. A., Galadima, A. A., & Aminu, M. A. (2019). Review of Motors for Electric Vehicles. *Journal of Scientific Research and Reports*, 1-6.
  23. Навсегда забыть о бензине: украинцы переделывают старые авто в современные электромобили // Матеріали сайту - 2015. – Режим доступу. <https://businessviews.com.ua/ru/tech/id/navsegd-a-zabyt-o-benzine-ukraincy-peredelyvajut-starye-avto-v-sovremennye-elektromobili-837/>
  24. Расчет мощности электродвигателя и ёмкости батареи // Матеріали сайту - 2017. – Режим доступу. <https://electrotransport.ru/ussr/index.php?topic=43434.0>
  25. Hnatov A.V., Arhun S.V., Hnatova H.A., Sokhin P.A. Technical and economic calculation of a solar-powered charging station for electric vehicles. *Автомобільний транспорт*, Вип. 49, 2021, 8 стор.
- Гнатів Андрій Вікторович**<sup>1</sup>, д.т.н., проф. каф. автомобільної електроніки, тел. +38 06674380887, e-mail: [kalifus76@gmail.com](mailto:kalifus76@gmail.com), ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0932-8849>
- Аргун Щасяна Валіковна**<sup>1</sup>, д.т.н., проф. каф. автомобільної електроніки, тел. +38 0993780451, e-mail: [shasyana@gmail.com](mailto:shasyana@gmail.com), ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6098-8661>
- Гнатова Ганна Андріївна**<sup>1</sup>, студент автомобільного факультету ХНАДУ, тел. +38 0990679809, e-mail: [hannahnatova@gmail.com](mailto:hannahnatova@gmail.com), ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7263-3024>
- Сохін Павло Андрійович**<sup>1</sup>, аспірант кафедри автомобільної електроніки, тел. +38 0633473433, e-mail: [info@elektrocar.com.ua](mailto:info@elektrocar.com.ua)
- <sup>1</sup>Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 61002, Україна, м. Харків, вул. Ярослава Мудрого, 25.

**Conversion of a car from an ICE into an electric car**

**Abstract. Problem.** The advantages of the electric car (EV) are well-known – it is environmentally friendly, quiet and the most important feature is a radical reduction in the cost of operating the EV compared to a conventional car with an internal combustion engine. Cost savings are due to the fact that its "refueling" comes from a conventional electrical outlet. No need to periodically change engine oil, filters, belts and other consumables. Also, you will spend less time and money on maintenance. So, by converting traditional cars from internal combustion engines to EVs, you are making your best and real contribution to improving the ecological space around you. **Goal.** The goal is conducting a study on the conversion of the car from the internal combustion engine to the EV with the calculation of the payback period of the converted car. **Methodology.** Analytical methods of research on the methods of conversion of traditional cars from internal combustion engines to EV were used as well as the physical methods of calculating the action of forces acting on the car and determining the speed of its movement. Also, the methods of experimental research and mathematical methods of processing and modulation of the obtained results and the methods of calculating technical and economic indicators were used. **Results.** The study was conducted on the conversion of the car from an internal combustion engine to an EV. The main elements of re-equipment were considered. The analysis was carried out and the sequence of actions on definition of power of the electric motor for the electric car was offered. The calculation of economic indicators of car conversion on the basis of ZAZ "Sens" in EV was performed. The results of the calculation show that in the 3rd year of operation of the converted car the cost of conversion will be reimbursed. **Originality.** On the example of ZAZ

"Sens" the power of the traction motor for its conversion into EV was calculated. The graphical dependence of the traction motor power on the EV speed was constructed. The calculations and the dependence of the power of the traction motor on the road slope when moving EV at a certain speed were performed. **Practical value.** Conversion of cars from internal combustion engines to EV is expedient and economically advantageous for companies engaged in various services for the delivery of goods within the city. Also, it is beneficial to companies and firms engaged in car rental. But here it should be borne in mind that a well-developed charging infrastructure is required within the city.

**Key words:** car conversion, traction battery, electric motor power, electric car operation, charging station, electric car, energy efficient technologies.

**Hnatov Andrii**<sup>1</sup>, professor, Doct. of Science, Head of Vehicle Electronics Department, tel. +38 066-7438-0887,

e-mail: [kalifus76@gmail.com](mailto:kalifus76@gmail.com),

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0932-8849>

**Arhun Shchasiana**<sup>1</sup>, professor, Doct. of Science, Vehicle Electronics Department,

e-mail: [shasyana@gmail.com](mailto:shasyana@gmail.com),

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6098-8661>

**Hnatova Hanna**<sup>1</sup>, student of the Automobile Faculty, tel.+38 0990679809,

e-mail: [hannahnatova@gmail.com](mailto:hannahnatova@gmail.com),

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7263-3024>

**Sokhin Pavlo**<sup>1</sup>, postgraduate, Vehicle Electronics Department, tel. +38 0633473433,

e-mail: [info@elektrocar.com.ua](mailto:info@elektrocar.com.ua),

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7263-3024>

<sup>1</sup>Kharkov National Automobile and Highway University, 25, Yaroslava Mudrogo str., Kharkiv, 61002, Ukraine.

## Оцінка коефіцієнта корисної дії колісного рушія автомобіля

Подригало М. А.<sup>1</sup>, Кайдалов Р. О.,<sup>2</sup> Омельченко В. І.<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Харківський національний автомобільно-дорожній університет

<sup>2</sup>Національна академія Національної гвардії України

*Анотація.* Енергетична ефективність автомобіля є характеристикою раціонального використання потужності двигуна й витрачання запасів джерел енергії. На сьогоднішній день проблема оцінки коефіцієнта корисної дії колісного рушія автомобіля є однією з найбільш актуальних в сучасному машинобудуванні. Тому існує нагальна потреба в оптимізації здатності оцінки показників енергоефективності автомобіля шляхом отримання математичної моделі коефіцієнта корисної дії колісного рушія для подальшого раціонального проектування автомобілів по критеріям енергоефективності.

*Ключові слова:* автомобіль; колісний рушій; енергоефективність; крутний момент, коефіцієнт корисної дії.

### Вступ

Енергетична ефективність автомобіля серед багатьох факторів визначається і коефіцієнтом корисної дії колісного рушія. Не дивлячись на значну кількість наукових досліджень [1-3], присвячених проблемі підвищення ККД коліс автомобіля, залишається цілий ряд проблематичних питань.

Однією з причин виникнення вказаних питань є традиційний підхід до динаміки деформованого з позицій механіки твердого тіла, що не дозволяє враховувати вплив на ККД колісного рушія податливості деформованої шини [4-5]. В цій статті розглянутий підхід до оцінки ККД колісного рушія з позиції теорії пружності і показано, що зі збільшенням крутного моменту відбувається збільшення вказаного показника.

### Аналіз публікацій

Динаміці та енергетиці колеса автомобіля присвячено значну кількість наукових досліджень [6-9]. В яких визначені основні положення теорії руху колеса автомобіля. Зокрема запропоновано використовувати для розрахунку статистики, кінематики і динаміки деформованого колеса чотири радіуса: вільний  $r_0$ ; статистичний  $r_{ст}$ ; кінематичний  $r_k$  і динамічний  $r_d$  радіуси колеса. Вказані радіу-

си є розрахунковими та визначаються співвідношеннями:

$$r_{ст} = r_0 - \frac{P_z}{C_{рад}}; \quad (1)$$

$$r_k = V_0 / \omega_k; \quad (2)$$

$$r_d = M_k / P_k, \quad (3)$$

де  $P_z$  – нормальне навантаження на колесо (шину);  $C_{рад}$  – радіальна жорсткість шини;  $V_0$  – лінійна швидкість осі колеса;  $\omega_k$  – кутова швидкість колеса;  $P_k$  – тягова сила, прикладена на вісі колеса;  $M_k$  – крутний момент, підведений до колеса від джерела енергії.

Радіуси  $r_{ст}$  та  $r_d$  дорівнюють відстаням від опорної поверхні до осі колеса, відповідно при нерухомому та що коливається колесі. Відомо, що  $r_d > r_{ст}$ . Всі вказані радіуси ( $r_{ст}$ ;  $r_k$ ;  $r_d$ ) є зручними розрахунковими параметрами, які полегшують визначення взаємозв'язків між статистичними, кінематичними та динамічними параметрами колеса. Тим не менш, з'являються публікації [10-12], в яких автори намагається визначити який із зазначених радіусів є найбільш важливим і точним.

Взаємозв'язок між силовими та кінематичними параметрами колеса за допомогою функції навантаження в контакт з опорною поверхнею також був доведений в працях

науковців [13-14].

Цікаві результати отримані в дослідженні [15]. Там, для випадка рівномірного прямолінійного руху колеса були отримані рівняння силового і енергетичного балансу колеса. Принцип виникнення «Парадокса Петрушова» є нехтування кругової деформації шини, обумовленої прикладенням до колеса крутного моменту.

Пояснення вказаного парадокса проведено в роботі. Отримано аналітичний вираз для визначення миттєвого ККД колеса, який має вид:

$$\eta_k^{\text{MIT}} = \eta_{fk}^{\text{MIT}} \cdot \frac{r_k}{r_d} = \eta_{fk}^{\text{MIT}} \cdot \eta_{\text{пружк}}^{\text{MIT}} = \left(1 - \frac{M_{fk}}{M_k}\right) \cdot \left[1 - \frac{M_k}{C_{\text{кут}}} \left(1 - \frac{M_{fk}}{M_k}\right)\right], \quad (4)$$

де  $\eta_{fk}^{\text{MIT}}$  – миттєвий силовий ККД колеса;  $M_{fk}$  – момент опору кочення колеса:

$$M_{fk} = R_{zk} \cdot a = R_{zk} \cdot f \cdot r_d; \quad (5)$$

де  $R_{zk}$  – нормальна реакція дороги на колесо;  $a$  – коефіцієнт тертя кочення;  $f$  – коефіцієнт опору кочення колеса;  $C_{\text{кут}}$  – кутова жорсткість шини;  $\eta_{\text{пружк}}^{\text{MIT}}$  – миттєвий пружний ККД колеса:

$$\eta_{\text{пружк}}^{\text{MIT}} = \frac{R_k}{R_d} = 1 - \frac{M_k}{C_{\text{кут}}} \left(1 - \frac{M_{fk}}{M_k}\right). \quad (6)$$

Аналіз виразу (4) показує, що збільшення відношення  $M_{fk} / M_k$ , з одного боку, підвищує  $\eta_{\text{пружк}}^{\text{MIT}}$ , а з іншого – зменшує  $\eta_{fk}^{\text{MIT}}$ . Очевидно, що існує деяке значення відношення  $\left(\frac{M_{fk}}{M_k}\right)_{opt}$ , при якому забезпечується отримання оптимального значення  $f_k^{\text{MIT}}$ . Крім того, потрібен розгляд питання забезпечення максимального значення ККД колісного рушія автомобіля.

### Мета та постановка задачі

Метою роботи є підвищення точності оцінки показників енергоефективності автомобіля

шляхом отримання математичної моделі коефіцієнта корисної дії колісного рушія.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні завдання:

- оптимізувати відому математичну модель ККД ведучого колеса автомобіля;
- отримати математичну модель коефіцієнта втрат ведучого колеса автомобіля;
- отримати математичну модель ККД колісного рушія автомобіля.

### Оптимізація математичної моделі ККД ведучого колеса автомобіля

Для визначення екстремума функції  $\eta_k^{\text{MIT}} \left(\frac{M_{fk}}{M_k}\right)$  (див залежність (4)) визначаємо

похідну останньої по відношенню  $\frac{M_{fk}}{M_k}$  та

привіряємо її до нуля:

$$\frac{\partial \eta_k^{\text{MIT}} \left(\frac{M_{fk}}{M_k}\right)}{\partial \left(\frac{M_{fk}}{M_k}\right)} = 2 \frac{M_k}{C_{\text{кут}}} \left(1 - \frac{M_{fk}}{M_k}\right) = 0. \quad (7)$$

З рівняння (7) знаходимо:

$$\left(\frac{M_{fk}}{M_k}\right)_{opt} = 1 - 0,5 \frac{C_{\text{кут}}}{M_k}. \quad (8)$$

Друга похідна функції  $\eta_k^{\text{MIT}} \left(\frac{M_{fk}}{M_k}\right)$  по

$\frac{M_{fk}}{M_k}$ :

$$\frac{\partial^2 \eta_k^{\text{MIT}} \left(\frac{M_{fk}}{M_k}\right)}{\partial \left(\frac{M_{fk}}{M_k}\right)^2} = -2 \frac{M_k}{C_{\text{кут}}} < 0, \quad (9)$$

що свідчить про отримання  $\eta_{kmax}^{\text{MIT}}$ .

Після підстановки виразу (8) в рівняння (4) отримаємо:

$$\eta_{kmax}^{\text{MIT}} = 0,25 \frac{C_{\text{кут}}}{M_k}. \quad (10)$$



В роботі [9] відношення  $\frac{M_k}{C_{\text{крут}}}$  визначено як кут статистичної закрутки  $\varphi_{\text{стат}}$ . Величина вказаного кута для шин легкових автомобілів знаходиться в межах  $\varphi_{\text{стат}}=0,0325-0,0356$  рад; для шин вантажних автомобілів  $\varphi_{\text{стат}}=0,0515-0,0709$  рад. Виражаючи  $\frac{M_k}{C_{\text{крут}}}$  через кут статистичної закрутки  $\varphi_{\text{стат}}$ , перетворимо (10) до вигляду:

$$\eta_{\text{кмакс}}^{\text{МИТ}} = 0,25 / \varphi_{\text{стат}} \quad (11)$$

Аналіз виразу (11) показує, що реальні значення  $\eta_{\text{кмакс}}^{\text{МИТ}} \leq 1$  можуть бути отримані при  $\varphi_{\text{стат}} > 0,25$  рад, що неможливо. Таким чином, екстремальні значення  $\eta_{\text{кмакс}}^{\text{МИТ}}$  знаходяться за межами реальних значень  $\varphi_{\text{стат}}$ .

На рис. 1 представлені графіки залежності для шин легкових (крива 1) та шин вантажних (крива 2) автомобілів.

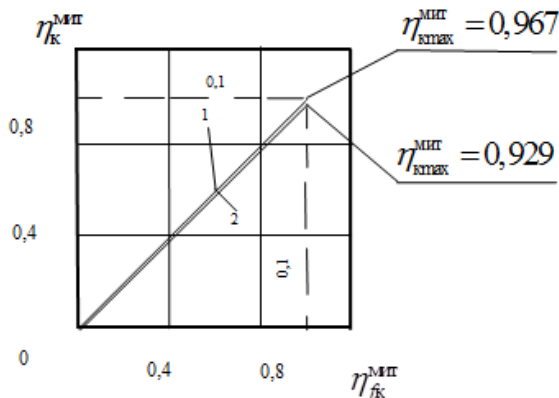


Рис. 1. Графіки залежності для шин:  $\eta_{\text{к}}^{\text{МИТ}} (\eta_{\text{к}}^{\text{МИТ}})$ : 1 –  $\varphi_{\text{стат}}=0,0325$  рад; 2 –  $\varphi_{\text{стат}}=0,0709$  рад

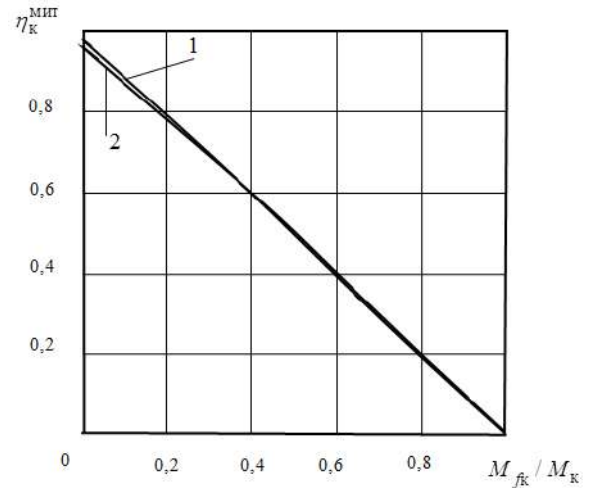


Рис. 2. Залежність  $\eta_{\text{к}}^{\text{МИТ}} (M_{fk}/M_k)$ : 1 – при  $\varphi_{\text{стат}} = 0,0325$  рад; 2 – при  $\varphi_{\text{стат}} = 0,0709$  рад

Аналіз кривих, що наведено на рис. 1, показує, що зі зростанням  $\eta_{fk}^{\text{МИТ}}$  також зростає  $\eta_{\text{к}}^{\text{МИТ}}$ , що природно. Максимальне значення  $\eta_{\text{кмакс}}^{\text{МИТ}}$  досягається при  $\eta_{fk}^{\text{МИТ}}=1$  та складає:  $\eta_{\text{кмакс}}^{\text{МИТ}}=0,967$  – для шин легкових автомобілів;  $\eta_{\text{кмакс}}^{\text{МИТ}}=0,929$  – для шин вантажних автомобілів.

На рис. 2 представлені графіки залежності миттевого ККД колеса  $\eta_{\text{к}}^{\text{МИТ}}$  від відношення  $\frac{M_{fk}}{M_k}$ . З графіків, представлених на рис. 2,

видно, що з ростом відношення  $\frac{M_{fk}}{M_k}$  митте-

вий ККД колеса зменшується та при  $\frac{M_{fk}}{M_k}=1$

вказаний ККД дорівнює нулю. Це приводить до висновку, що зі збільшенням  $M_k$  ККД колеса збільшується. Найбільше значення  $\eta_{\text{к}}^{\text{МИТ}}$  досягається при максимальному крутному моменті, відповідному реалізації граничної сили за зчепленням в контактні колеса з дорогою [16-18]:

$$M_k = M_{\text{кмакс}} = \varphi_x \cdot R_{\text{зк}} \cdot r_d, \quad (12)$$

де  $\varphi_x$  – повздовжній коефіцієнт щеплення з дорогою.

Рівняння (4) з урахуванням відношень (4) та (12) прийме вигляд для випадка реалізації граничної сили по щепленню в контактні ко-

леса з дорогою:

$$\eta_k^{mit} = \left(1 - \frac{f}{\varphi_x}\right) \left[1 - \varphi_{stat} \left(1 - \frac{f}{\varphi_x}\right)\right]. \quad (13)$$

В таблиці 1 наведені дані по коефіцієнтам  $\varphi_x$  та  $f$  різних типів шляху та визначено величини коефіцієнтом корисної дії  $\eta_{fk}^{mit}$ ,  $\eta_{пружк}^{mit}$  та  $\eta_k^{mit}$  для ведучих коліс.

Менше значення відповідає шинам легкових автомобілів, а більше – шинам вантажних автомобілів.

Таким чином, можна зробити висновок, що при русі автомобіля з реалізацією максимально можливого по щепленню з дорогою крутного моменту забезпечується максимальним ККД ведучих коліс.

Таблиця 1. Визначення ККД ведучих коліс автомобіля при русі по різних типах шляху з реалізацією максимального крутного моменту

Тип шляху	f	$\varphi_x$	$\eta_{fk}^{mit}$	(* $\eta_{пружк}^{mit}$	(* $\eta_{fk}^{mit}$
Асфальтоване шосе	0,017	0,67	0,975	0,936- -0,976	0,913- -0,952
Гравійно-щебенева бруківка	0,025	0,57	0,956	0,952- -0,982	0,910- -0,939
Бруківка	0,030	0,45	0,933	0,968- -0,988	0,903- -0,922
Суха ґрунтова дорога	0,040	0,60	0,933	0,969- -0,988	0,903- -0,922
Ґрунтова дорога після дощу	0,100	0,42	0,762	0,939- -0,977	0,715- -0,744
Пісок	0,200	0,70	0,714	0,929- -0,979	0,673- -0,699
Снігова укочена дорога	0,035	0,32	0,891	0,929- -0,973	0,828- -0,867

Досліджуємо зміну ККД колісного рушія автомобіля при використанні здвоєних ведучих коліс, а також у випадку встановлення двох ведучих мостів замість одного. Розглянемо на прикладі шин вантажних автомобілів, приймаючи для одиночної шини  $\varphi_{stat} = 0,08$  рад.

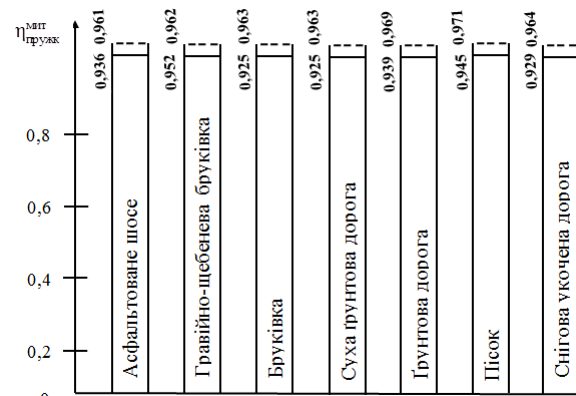
При встановленні здвоєних коліс в два рази зростає кутова жорсткість (можна в першому наближенні прийняти і таке допущення). У такому разі кут статистичної закрутки зменшується в 2 рази та рівняння (13) приймає наступний вид:

$$\eta_k^{mit} = \left(1 - \frac{f}{\varphi_x}\right) \left[1 - \frac{\varphi_{stat}}{2} \left(1 - \frac{f}{\varphi_x}\right)\right]. \quad (14)$$

Аналіз рівняння (14) показує, що, в порівнянні з одинарним колесом, встановлення здвоєних коліс призводить до збільшення коефіцієнта корисної дії колісного рушія.

При установці двох ведучих мостів замість одного відбувається зменшення крутного моменту на колесах в два рази. При цьому кутова жорсткість пневматичної шини залишається колишньою. Це означає, що також, у випадку здвоєних коліс, кут  $\varphi_{stat}$  статистичної закрутки колеса зменшується в два рази. Ріст ККД колісного рушія в цьому випадку також можна розрахувати за формулою (14). На рис.3 наведені діаграми розрахункових значень величин  $\eta_{пружк}^{mit}$  та  $\eta_k^{mit}$  для шин вантажних автомобілів при русі по різних типах шляху. Аналіз вказаних діаграм свідчить про збільшення ККД колісного рушія при установці здвоєних коліс замість одинарних чи двох ведучих мостів замість одного.

Можна зробити загальний висновок, який полягає в тому в тому, що зі збільшенням граничного по зчепленню крутного моменту колеса збільшується ККД колеса.



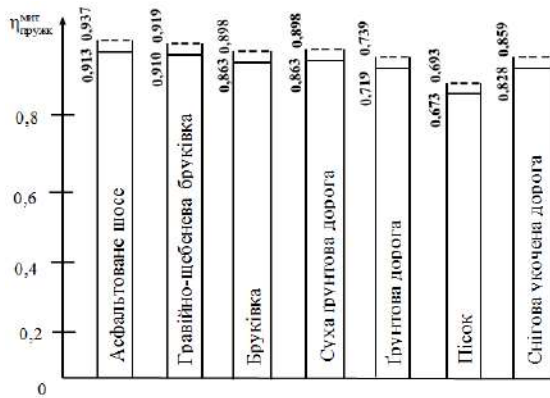


Рис. 3. Діаграми ККД шин вантажних автомобілів на різних типах шляху; а –  $\eta_{пружк}^{MIT}$ ; б –  $\eta_{к}^{MIT}$ ; - при одинарних колесах; --- при здвоєних колесах та при встановленні двох ведучих мостів.

**Математична модель коефіцієнта веденого колеса автомобіля**

В роботі [9] визначено коефіцієнт корисної дії ведучого колеса (див. залежність (4)). Однак для ведених коліс вказаний показник не отриманий. Для веденого колеса потрібно визначити коефіцієнт втрат. Для рішення поставленої, задачі також, використовуємо метод оберненого руху. На рис. 4 наведена схема для визначення величини похідної вектору дотичної реакції дороги  $R_x$  за допомогою метода оберненого руху.

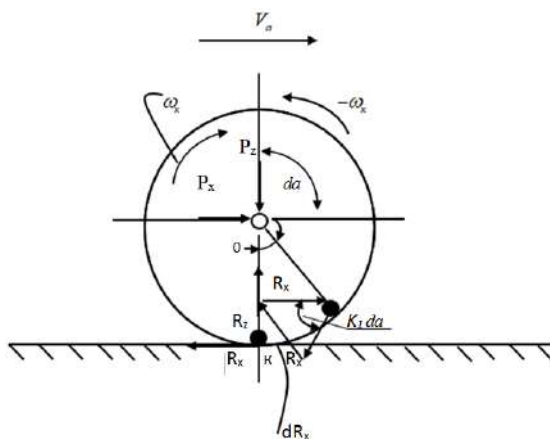


Рис. 4. Використання метода оберненого руху для визначення  $R_x = d R_x dt$

Кут закрутки колеса під дією пари сил  $P_x$  та  $R_x$ :

$$\phi = \frac{R_x \cdot r_d}{C_{кут}} \quad (15)$$

Швидкість кутової деформації шини під

дією пари сил  $P_x$  та  $R_x$ :

$$\dot{\phi} = \frac{r_d}{C_{кут}} \dot{R}_x \quad (16)$$

З рис. 4 видно, що:

$$dR_x = R_x d\alpha \quad (17)$$

Розділивши ліву та праву частини (17) на  $dt$ , отримаємо:

$$\dot{R}_x = \frac{dR_x}{dt} = R_x \frac{d\alpha}{dt} = R_x \omega_k \quad (18)$$

Після підстановки (18) у (16) отримаємо:

$$\dot{\phi} = \frac{r_d}{C_{кут}} R_x \omega_k \quad (19)$$

У веденого колеса:

$$R_x = fR_z \quad (20)$$

Рівняння (19) з урахуванням відношення (20) прийме наступний вигляд:

$$\dot{\phi} = \frac{r_d}{C_{кут}} fR_z \omega_k \quad (21)$$

Для веденого колеса існує співвідношення:

$$\dot{\phi} = \frac{r_d}{C_{кут}} fR_z \omega_k \quad (22)$$

де,  $V_a$  – лінійна швидкість автомобіля; дорівнює лінійній швидкості осі колеса.

Після підстановки (21) в (22) отримаємо:

$$V_a = \omega_k \left( 1 + \frac{r_d}{C_{кут}} fR_z \right) = \omega_k r_k \quad (23)$$

Звідки визначимо:

$$r_k = r_d \left( 1 + \frac{r_d}{C_{кут}} fR_z \right) \quad (24)$$

Беручи до уваги, те що:

$$\frac{fR_z r_d}{C_{\text{кут}}} = \varphi_{\text{стат}}, \quad (25)$$

перетворимо рівняння (24) до вигляду:

$$r_k = r_d (1 + \varphi_{\text{стат}}). \quad (26)$$

З рівняння (26) видно, що для веденого колеса  $r_k < r_d$ . Для ведучого колеса -  $r_k < r_d$ . Це означає, що при установці на один автомобіль кутова швидкість обертання ведених коліс менша, чім кутова швидкість обертання ведучих. З рівняння (23) знаходимо для веденого колеса:

$$\omega_k \frac{V_a}{r_d \left(1 + \frac{r_d f}{C_{\text{кут}}} R_z\right)} = \frac{V_a}{r_d (1 + \varphi_{\text{стат}})}. \quad (27)$$

Відносне прослизання в контактї веденого колеса з дорогою:

$$S = \frac{V_a - \omega_k r_d}{V_a} = \frac{(\omega_k + \dot{\varphi}) r_d - \omega_k r_d}{V_a} = \frac{\dot{\varphi} r_d}{V_a}. \quad (28)$$

Після підстановки (21) в (28) отримаємо з урахуванням (25):

$$S = \frac{\varphi_{\text{стат}} \omega_k r_d}{V_a}. \quad (29)$$

Потужність, яка витрачається на рух веденого колеса, може бути визначена як:

$$N_{\text{виг}} = fR_z V_a + M_k \dot{\varphi}, \quad (30)$$

де  $M_k$  – крутний момент на веденому колесі, створюваний дотичною реакцій дороги:

$$M_k = R_z f r_d. \quad (31)$$

Коефіцієнт втрат веденого колеса може бути визначено з урахуванням (31) по наступній формулі:

$$\zeta_{\text{к}}^{\text{мит}} = \frac{N_{\text{виг}}}{\eta_{\text{тр}}^{\text{мит}} N_e} = \frac{R_z f r_d \left( \frac{V_a}{r_d} + \dot{\varphi} \right)}{\eta_{\text{тр}}^{\text{мит}} N_e}, \quad (32)$$

де  $N_e$  – потужність двигуна;  $\eta_{\text{тр}}^{\text{мит}}$  – ККД трансмісії (миттєва).

Після підстановки вираз (21) в (32) отримаємо:

$$\zeta_{\text{к}}^{\text{мит}} = \frac{R_z f r_d \left( \frac{V_a}{r_d} + f R_z \omega_k \frac{r_d}{C_{\text{кут}}} \right)}{\eta_{\text{тр}}^{\text{мит}} N_e}. \quad (33)$$

Таким чином, нами отримана математична модель коефіцієнта втрат на рух веденого колеса автомобіля.

#### Математична модель ККД колісного рушія автомобіля

При проведенні дослідження всі параметри, які відносяться до ведених коліс будуть мати індекс „1“, а до ведучих – „2“. Припустимо, що на ведучих та ведених колесах встановлені однакові шини з параметрами  $C_{\text{крут}}$  та  $r_d$ . У цьому випадку вираз (32) прийме вигляд:

$$\zeta_{\text{к1}}^{\text{мит}} = \frac{R_{z1} f r_d \left( \frac{V_a}{r_d} + \dot{\varphi}_1 \right)}{\eta_{\text{тр}}^{\text{мит}} N_e}. \quad (34)$$

Лінійна швидкість автомобіля  $V_a$  може бути визначена через кутову швидкість  $\omega_{k2}$  та швидкість кутової деформації  $\dot{\varphi}_2$  ведучих коліс:

$$V_a = \left( \omega_{k2} - \dot{\varphi}_2 \right) r_d. \quad (35)$$

З іншого боку, швидкість  $V_a$  можна виразити через кутову швидкість  $\omega_{k1}$  ведених коліс та, відповідно, кутову швидкість деформації  $\dot{\varphi}_1$  шин ведених коліс:

$$V_a = \left( \omega_{k1} + \dot{\varphi}_1 \right) r_d. \quad (36)$$

Прирівнюючи праві частини рівнянь (35) та (36), визначимо  $\omega_{к1}$ :

$$\omega_{к1} = \omega_{к2} - (\dot{\phi}_1 + \dot{\phi}_2). \quad (37)$$

Швидкість кутової деформації ведучого колеса визначена в роботі [9]

$$\dot{\phi}_2 = \frac{M_{к2}}{C_{кут}} \left( 1 - \frac{R_{z2} f r_d}{M_{к2}} \right) \omega_{к2}. \quad (38)$$

Підставляючи вираз (21) та (38) у відношення (37), отримуємо після перетворень

$$\omega_{к1} = \omega_{к2} \frac{1 - \frac{M_{к2}}{C_{кут}} \left( \frac{1 - R_{z2} f r_d}{M_{к2}} \right)}{1 + \frac{f R_{z1} r_d}{C_{кут}}}. \quad (39)$$

Вираз (34) з урахуванням відношень (35) та (39) після перетворень прийме вигляд:

$$\zeta_{к1}^{мит} = \frac{R_{z1} f r_d \omega_{к2}}{\eta_{тр}^{мит} N_e} \left[ 1 - \frac{M_{к2}}{C_{кут}} \left( 1 - \frac{R_{z2} f r_d}{M_{к2}} \right) \right] \times (1 + 1 / (1 + \frac{C_{кут}}{f R_{z1} r_d})). \quad (40)$$

Коефіцієнт корисної дії колісного рушія може бути визначений по наступній залежності:

$$\eta_{руш}^{мит} = n_2 \eta_{к2}^{мит} - n_1 \zeta_{к1}^{мит}, \quad (41)$$

де  $n_1$ ;  $n_2$  – число ведених та ведучих коліс, відповідно.

Після підстановки виразів (4) та (40) у відношення (41) і перетворення, знаходимо:

$$\eta_{руш}^{мит} = \left[ 1 - \frac{M_{к2}}{C_{кут}} \left( 1 - \frac{R_{z2} f r_d}{M_{к2}} \right) \right] \times \left[ n_2 \left( 1 - \frac{R_{z2} f r_d}{M_{к2}} \right) - n_1 \frac{R_{z1} f r_d \omega_{к2}}{\eta_{тр}^{мит} N_e} \left( 1 + \frac{1}{1 + \frac{C_{кут}}{f R_{z1} r_d}} \right) \right]. \quad (42)$$

З виразу (42) видно, що зі збільшенням числа ведучих коліс  $n_2$  та зі зменшенням числа ведених коліс  $n_1$  коефіцієнт корисної дії

$\eta_{руш}^{мит}$  колісного рушія зростає.

В результаті проведеного дослідження нами отримана математична модель коефіцієнта корисної дії колісного рушія автомобіля. Дослідження запропонованої математичної моделі дозволить в подальшому здійснювати вибір раціональних параметрів шасі та уточнити розрахунок показників енергоефективності автомобілів. Ведуче колесо має більший ККД ніж ведене, що спричиняє підвищення ККД колісного рушія.

## Висновки

Результати проведеного дослідження дозволили визначити, що зі збільшенням граничного по щепленню крутного моменту на ведучому колесі відбувається збільшення ККД останнього.

Отримана уточнена математична модель миттєвого коефіцієнта витрат потужності на рух веденого колеса дозволяє збільшити точність оцінки показників енергоефективності автомобілів.

Отриманий аналітичний вираз оцінки миттєвого коефіцієнта корисної дії колісного рушія дозволяє в подальшому здійснювати раціональне проектування автомобілів за критерієм енергоефективності. Аналіз отриманого виразу показав, що зі зростанням числа ведучих коліс ККД колісного рушія збільшується.

## Конфлікт інтересів

Автори заявляють, що немає конфлікту інтересів щодо публікації цієї статті.

## Література

1. Горелов В.А., & Чудаков О.И. (2017) Анализ конструктивных схем привода колес прицепных звеньев активных автопоездов. *Известие МГТУ «МАМИ»*, (1), 16-24. Gorelov V., & Chudakov O. (2016). Analiz konstruktivnyih shem privoda koles pritsepnyih zvenev aktivnyih avtopoezdov. [Analysis of constructive schemes of wheel drive of trailer links of active road trains]. *Izvestie MGTU «MAMI»*, (1), 16-24. [In Russian].
2. Шухман С.Б., Соловьев В.И., & Прочко Е.И. (2007). *Теория силового привода колес автомобилей высокой проходимости*. Агробизнесцентр. Shuhman S.B., Solovov V.I., & Prochko E.I. (2007). *Teoriya silovogo privoda koles avtomobiley vyisokoy*

- prohodimosti.[Theory of the power drive of the wheels of off-road vehicles].Agrobiznestsentr. [In Russian].
3. Можасєв, О.О. (2019) Мінімізація втрат потужності тягово-транспортних засобів при русі по опорній поверхні, яка деформується. *Східноєвропейський журнал передових технологій*, (97), 69–74. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2019.156721>.  
Mozhaev, O.O. (2019). Minimizatsiia vtrat potuzhnosti tiahovo-transportnykh zasobiv pry rusi po opornii poverkhni, yaka deformuietsia. [Minimization of power losses of traction vehicles when moving on the deformation bearing surface]. *Skhidnoievropeyskiy zhurnal peredovykh tekhnolohii*, (97), 69–74. [In Ukrainian]
  4. Гуськов, В.В. (2018). *Динамическая характеристика многоцелевых колесных машин при движении по грунтовым поверхностям*. БНТУ. Guskov, V.V. (2018). *Dinamicheskaya harakteristika mnogotselevyih kolesnyih mashin pri dvizhenii po gruntovyim poverhnostyam*. [Dynamic characteristics of multy-purpose wheeled machines during driving on ground surfase]. BNTU. [In Russian].
  5. Кутьков, Г.М. (2016). *Тракторы и автомобили: теория и технологические свойства*. ИНФРА-М. Kutkov, G.M. (2016). *Traktory i avtomobili: teoriya i tehnologicheskie svoystva*. [Tractors and cars: theory and technological properties].INFRA-M.
  6. Абдулгасис, У. А., Клец, Д. М., & Подригалo, М.А. (2010). *Динамика колеса и устойчивость движения автомобиля*. ДИАЙПИ. Abdulgazis, U., Klets, D., Podrihalo, M. (2010). *Dinamika kolesa i ustoychivost dvizheniya avtomobilya*. [Wheel dynamics and vehicle stability]. DIAUPI. [In Russian].
  7. Лебедев, А.Т., Артемов, Н.Т., Подригалo, М.А., & Кот, А.В. (2012). Радиус качения и оценка взаимодействия колеса автомобильной машины с дорогой. *Технічні науки*, 124 (2), 43-48. Lebedev, A., Artemov, N., Podrigalo, M.A., & Kot, A. (2012). Radius kacheniya i otsenka vzaimodeystviya kolesa avtomobilnoy mashinyi s dorogoy. [Rolling radius and assessment of the interaction of a car wheel with the road]. *Tekhnichni nauky: Visnyk HNADU*, 124 (2), 43-48. [In Russian].
  8. Lihle, I., Dove, A., Mohlalakoma, T., & Otis, T. (2017). *Heaviside based optimal control for ride comfort and actuation energy optimisation in half-car suspension systems*. *Modern mechanics*, (2).259-264.
  9. Абдулгасис, А.У., Абрамов, Д.В., Артьомов, М.П., Подригалo, М.А., & Полянський, О.С. (2019). *Динамика колеса автомобиля*. ХНАДУ. Abdulhazis, A., V. Abramov, D., Artomov, M., Podryhalo, M., Polianskyi O. (2019). *Dynamika kolesa avtomobilia*. [Vehicle wheel dynamics]. HNADU. [In Ukrainian].
  10. Подригалo, М.А. (2007). Качение автомобильного колеса и определение понятия «тяговая сила» (В порядке обсуждения). *Автомобильная промышленность*, (1), 25-26. Podryhalo, M. (2007). *Kachenie avtomobilnogo kolesa i opredelenie ponyatiya «tyagovaya sila» (V poryadke obsuzhdeniya)*. [Rolling of an automobile wheel and the definition of the concept of "tractive force" (By discussion)]. *Avtomobilnaya promyishlenost*, (1), 25-26. [In Russian].
  11. Евсеев, П.П. (2006). Эффективный КПД двигателя автомобиля. *Автомобильная промышленность*, (4), 12-14. Evseev, P. (2006). *Effektivnyiy KPD dvizhitelya avtomobilya*. [Efficiency of the vehicle propulsion]. *Avtomobilnaya promyishlenost*, (4), 12-14. [In Russian].
  12. Kaidalov, R., Omelchenko, V. Podryhalo, M. (2021). Analisis of existing constructions of road trains with active trailers. *Advances in mechanical engineering and transport*, 2 (17), 11-16.
  13. Пожидаев, С.П. (2014). К вопросу о радиусах эластичного колеса. *Автомобильный транспорт*, (4), 6-8. Pozhidaev, S. (2014). *K voprosu o radiusah elastichnogo kolesa*. [To the question of the radius of the elastic wheel].*Avtomobilnyi transport*, (4), 6-8. [In Russian].
  14. Fangjie, Yu. (2016). Direct Energy Rebound Effect of Family Cars: An Analysis Based on a Survey in Chang-Zhu-Tan City Group. *Energy Procedia*, (104),197-202.
  15. Петрушов, В.А. (2008). Автомобили и автопоезда:Новые технологии исследования сопротивления качению и воздуха.ТОРУС ПРЕСС. Petrushov, V., (2008). *Avtomobili i avtopoezda: Novyie tehnologii issledovaniya soprotivleniya kacheniyu i vozduha*. [Automobiles and road trains: New

- technologies for the study of rolling resistance and air]. TORUS PRESS. [In Russian].
16. Volvo Mean Green. (2015) *The best-seeing hybrid vintage car in the world*, (86), 12-14. Taken from <http://interest.com/volvo-mean-green-the-fastest-automobile>.
  17. Travesset-Baro, O. (2016). Transport energy demand in Andorra. Assessing private car futures through sensitivity and scenario analysis. *Energy Policy*, (96), 78-92.
  18. Fangjie, Yu. (2016). Direct Energy Rebound Effect of Family Cars: An Analysis Based on a Survey in Chang-Zhu-Tan City Group. *Energy Procedia*. (104), 197-202.

**Подригало Михайло Абович**<sup>1</sup>, д.т.н., проф. зав. каф. технології машинобудування та ремонту машин, [pmikhab@gmail.com](mailto:pmikhab@gmail.com),

тел. +38 050-301-16-58,

ORCID: 0000-0002-1624-5219

**Кайдалов Руслан Олегович**<sup>2</sup>, д.т.н., проф., полковник, нач. каф. кафедри оперативного та логістичного забезпечення,

тел. 38 067-682-3984-77, [kaidalov.76@ukr.net](mailto:kaidalov.76@ukr.net),

ORCID: 0000-0002-5131-6246

**Омельченко Василь Іванович**<sup>2</sup>, підполковник, нач. відділу міжнародних зв'язків, інформації та комунікації НГУ, тел. +380506582323, [omel85@ukr.net](mailto:omel85@ukr.net), ORCID: 0000-0001-6713-7026

<sup>1</sup>Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 61002, Україна, м. Харків, вул. Ярослава Мудрого, 25.

<sup>2</sup>Національна академія Національної гвардії України, 61001, Україна, м. Харків, майдан Захисників України, 3.

#### Efficiency estimation of wheel automobile propulsion unit

**Annotation. Problem.** Energy efficiency of an automobile is a characteristic of rational use of engine power and consumption of energy sources. The rational use of engine power is the implementation of the maximum dynamics of an automobile at the lowest energy consumption (power). To date, the problem of estimating the efficiency of the automobile wheel propulsion unit is one of the most relevant in modern engineering. Therefore, there is an urgent need to optimize the ability to assess the energy efficiency of automobile by obtaining a mathematical model of the efficiency of the wheel propulsion unit for further rational design of automobiles according to energy efficiency criteria. **Goal.** The aim of the work is to increase the ability to assess the energy efficiency of the

automobile by obtaining a mathematical model of the efficiency of the wheel propulsion unit. **Methodology.** Analytical, mathematical and research methods were used to develop a model for estimating the efficiency of the automobile wheel propulsion unit. **Results.** The results of the study allowed to determine that with an increase in the maximum torque on the clutch, there is an increase in the efficiency of the latter. The obtained mathematical model of the instantaneous power consumption factor for the movement of the driven wheel allows to increase the accuracy of estimating the energy efficiency of cars. The obtained analytical expression of the estimation of the instantaneous power consumption factor of the wheel propulsion unit allows to carry out rational design of automobiles on the criterion of energy efficiency in the future. Analysis of the obtained expression showed that with increasing number of drive wheels, the efficiency of the wheel propulsion unit also increases. **Originality.** The originality is in obtaining a mathematical model of the efficiency of the wheel propulsion unit of automobile, which will further help to select the rational parameters of the chassis and refine the calculation of energy efficiency of automobiles. **Practical value.** The practical value of the study is to provide practical recommendations for improving the ability to assess the energy efficiency of the automobile by obtaining a mathematical model of the efficiency factor of the wheel propulsion unit.

**Key words:** automobile; wheel propulsion unit; energy efficiency; torque, efficiency factor.

**Mykhailo Podryhalo**<sup>1</sup>, Doctor of Technical Sciences, Prof., Head of the Department of Mechanical Engineering and Machine Repair Technology, tel. +38 050-301-16-58 [pmikhab@gmail.com](mailto:pmikhab@gmail.com), ORCID: 0000-0002-1624-5219

**Ruslan Kaidalov**<sup>2</sup>, Doctor of Technical Sciences, Prof., Colonel, Head of the Department of Operational and Logistical Support, tel. 38 067-682-3984-77, [kaidalov.76@ukr.net](mailto:kaidalov.76@ukr.net) ORCID: 0000-0002-5131-6246

**Vasyl Omelchenko**<sup>2</sup>, Lieutenant Colonel, Head of the Department of International Relations, Information and Communication of the National Academy of the National Guard of Ukraine, tel. 3800506582323, [omel85@ukr.net](mailto:omel85@ukr.net), ORCID: 0000-0001-6713-7026

<sup>1</sup>Kharkov National Automobile and Highway University, 25, Yaroslava Mudrogo str., Kharkiv, 61002, Ukraine.

<sup>2</sup>National Academy of the National Guard of Ukraine, 3, Zakhysnykiv Ukrainy, sq., Kharkiv, 61001. Ukraine.

## Електромагнітне випромінювання гібридних автомобілів

Бажинов О. В.<sup>1</sup>, Кравцов М. М.<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна

**Анотація.** В статті проаналізовано вплив на людину електромагнітного випромінювання гібридного автомобіля. Визначено елементи які прямо чи опосередковано впливають на виникнення електромагнітного випромінювання: ступінь стиснення двигуна; пластмасові та металеві дахи, крила, повітряні фільтри; розміри і форма електродвигуна, котушки запалювання і місце їх розташування; розміщення тягової акумуляторної батареї; якість і довжина високовольтних проводів; форма і розміри моторного місця; відстань між колесами і мотором; електронні засоби і системи запалювання; механізми і пристрої радіопередачі і систем обчислення. Запропоновано засоби захисту від електромагнітного випромінювання в гібридних автомобілях.

**Ключові слова:** гібридний автомобіль, електромагнітне випромінювання, обладнання транспортного засобу.

### Вступ

Всесвітня організація охорони здоров'я включила електромагнітне забруднення, як найбільш актуальну проблему для людства. В результаті автомобільного руху кожного року 20-30 % території міст підлягають електромагнітному забрудненню [1]. Це відбувається за рахунок збільшення потужності і кількості електрообладнання кожного окремого автомобіля. Актуальність проблеми електромагнітного забруднення є важливим етапом визначення впливу електромагнітного випромінювання на людину в умовах швидкого розвитку гібридних автомобілів.

### Аналіз публікацій

Публікації де яких авторів свідчить про проведення ряду досліджень з метою знаходження технічних рішень з мінімізації впливу на людину електромагнітного випромінювання в автомобільному транспорті.

Протягом останніх десятиліть рівень інтенсивності технологічного електромагнітного оточення, електромагнітного забруднення катастрофічно зріс. Всесвітня організація охорони здоров'я (ВООЗ) розглядає проблему негативного впливу електромагнітних полів на робочих місцях, вдома та у навколишньому

середовищі як пріоритетну для світової спільноти. Міський, приміський та міжнародний електротранспорт, що працює як на постійному, так і на змінному струмі, генерує магнітні поля в широкому діапазоні частот з переважанням складових в ультранизьких (УНЧ: 0,001 - 10 Гц) та крайок низькому (КНЧ: 10-300Гц). Авторами показано [1], що поруч з електротранспортом магнітні поля в 50-100 разів вищі, ніж далеко від них, а у салоні їх рівень може підвищуватися в 2-3 тис. разів.

У статті [2] виконано аналіз впливу на людину електромагнітного випромінювання, джерелом яких є автомобіль, оснащений двигуном внутрішнього згоряння та гібридний автомобіль.

Автори статті [3] розглянули вплив сучасних автомобілів і автомобільних потоків на навколишнє середовище та здоров'я людини. Внесені пропозиції щодо розроблення методики вимірювань електромагнітного випромінювання автомобілів на етапі їх експлуатації та ремонту.

Автор статті [4] стверджує, що у електричних транспортних засобах пасажир сидить дуже близько до електричних систем зі значною потужністю, як правило за дуже короткий проміжок часу. Відносно високі струми досягнуті в цих системах і короткі відстані



між силових прилаштувань та пасажирами означає, що останні піддаються дії відповідних магнітних полів. З огляду на це важливо вивчити значення електромагнітного поля, їх параметри на борту електромобілів для забезпечення сумісності з міжнародними стандартами вимірювання.

В статті [5] надана інтерференція механізмів впливу слабких електромагнітних полів та вкрай низьких частот на організм людини і тварин.

В [6] розглядаються схемні рішення та особливості побудови автомобілів з гібридною силовою установкою, електричні системи та комплекси гібридного автомобіля. Монографія призначена для науковців, пов'язаних із проектуванням, експлуатацією і ремонтом машин, докторантів та аспірантів, які займаються дослідженням та розробкою сучасних екологічно чистих транспортних засобів, студентів автомобільного, механічного, електричного та комп'ютерного профілю, а також може бути корисною для спеціалістів з продажу, ремонту та технічного обслуговування автомобілів.

### Мета та постановка задачі

Метою роботи є визначення впливу електромагнітного випромінювання в умовах швидкого розвитку гібридних автомобілів.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- огляд електромагнітних полів антропогенного характеру;
- знаходження елементів впливу електромагнітного поля у гібридному автомобілі;
- найбільш поширені методи захисту від впливу електромагнітних полів.

### Електромагнітні поля антропогенного і природного походження

Урбанізація у всьому світі та використання мобільних та бездротових технологій (5G Інтернет речей), електро/гібридних, транспортних засобів веде до поширення антропогенного електромагнітного випромінювання (ЕМВ), а учасники кампаній продовжують закликати до визнання ризику для здоров'я людини. Антропогенне радіочастотне електромагнітне випромінювання (AREMR), що використовується в бездротових технологіях (4G, 5G) або виходить від ліній електропередач, електро/гібридних транспортних засобів створюють додаткову загрозу для людини.

Відсутність високоякісних наукових досліджень означає, що знання про ризик для людини від антропогенних ЕМ або непереконливі, не вирішені, або встановлені лише частково. Отже, ще належить встановити, чи становлять антропогенний ЕМВ значну загрозу для людства.

Над цією проблемою працюють вчені ХНАДУ. Група вчених ХНАДУ та співробітників Харківського інституту технічних проблем магнетизму Національної академії наук України провела дослідження електромагнітного випромінювання (ЕМВ) гібридного автомобіля. Проведено виміри ЕМП приладом МАГНІТОСКОПОМ 1.069, дано оцінку ЕМП, складено протоколи вимірювань,

Як видно за результатами вимірювання табл. 1, найбільше ЕМВ спостерігається в кабіні автомобіля, де знаходиться пасажир. Згідно ДСНіП № 239-96 норма ЕМВ становить 2,5 мкВт/см<sup>2</sup>. Європейські стандарти FCC і ANSI C/1-92 допускають показання 1,5 мкВт/см<sup>2</sup>.

Таблиця 1 – Показники вимірювань напруженості (індукції) змінного магнітного поля (H) гібридного автомобіля Пікап-Ланос МАГНІТОСКОПОМ 1.069

Місце вимірів	Місце водія (мкТл)	Переднє місце пасажира (мкТл)	Виміри магнітного поля (мкТл)	Вимірювання електромагнітного поля (ліве переднє сидіння, мкТл)	Вимірювання електромагнітного поля (праве переднє сидіння), мкТл	Відповідність нормативним документам, +/-
Ліве переднє сидіння	X = 0,5	X = 0,5	0,27	70,0	70,0	-
Праве переднє сидіння	Y = 2,0	Y = 1,4	0,202	200,0	240,0	-
Пасажир-місто	Z = 0,2	Z = 0,5	0,65	70,0	70,0	-

Також проведено аналіз діючих вітчизняних норм, які допускають роботу людини при інтенсивності випромінювання  $1000 \text{ мкВт/см}^2$  тривалістю не більше 20 хв.

Автори деяких зарубіжних джерел затверджують що допустимі ЕМВ та їх рівень не повинен перевищувати  $0,02 - 0,03 \text{ мкТл}$ . На нашу думку ще потребує багато часу досліджень щоб доказати перелічені показники.

Крім ЕМП, що виникають за рахунок природних джерел, в спектрі електромагнітних полів є і ті, які створюються антропогенними джерелами: наприклад, рентгенівські промені, які використовуються для діагностування переломів кінцівок в результаті спортивних травм. Електрика в кожній мережі електроживлення змінного струму веде до утворення супутніх ЕМП низької частоти. Різні радіохвилі більш високої частоти використовуються для передачі інформації за допомогою ТВ антен, радіостанцій або базових станцій мобільного зв'язку.

Біосфера протягом всієї еволюції перебувала деякі зміни. Природне радіаційне тло оточує нас всюди. Фонова радіація змінюється від місця до місця та з часом, залежно від кількості природних радіоактивних елементів у ґрунті, воді та повітрі. Це пов'язано з тим що антропогенні електромагнітні випромінювання (ЕМВ) у десятки тисяч разів перевищують природне електромагнітне тло. За останні 50 років ЕМП від експлуатованих у промисловості та на транспорті джерел зростає вище, ніж у 50000 разів і продовжує стрімко наростати.

Така дія на навколишнє середовище, звісно, не могла не позначитися на самій людині. Питання охорони здоров'я населення та працівників від впливу ЕМП має дуже важливе соціально-економічне значення.

Застосування радіотехнічних приладів і систем, нових технологічних процесів, використання яких призводить до випромінювання електромагнітної енергії в навколишнє середовище створює ряд труднощів, пов'язаних з негативним впливом електромагнітного випромінювання на організм людини. Під впливом ЕМП відбувається перегрів організму, спостерігається негативний вплив на центральну нервову систему, ендокринну, обміну речовин, серцево-судинну, на зір. Підвищується стомлюваність, артеріальний тиск, порушується стійкість впливу.

ЕМП відповідно до законів Максвелла характеризується векторами напруженості електричного  $E$  (В/м) і магнітного  $H$  (А/м) полів. Вектори  $E$  і  $H$  біжить електромагнітної хвилі в зоні

поширення завжди взаємно перпендикулярні. При поширенні в провідному середовищі вони пов'язані співвідношенням, В/м:

$$E = H \sqrt{\frac{\omega \mu}{\gamma}} e^{-kR},$$

де  $\omega$  – частота електромагнітних коливань;  $\gamma$  – питома провідність речовини екрана;  $\mu$  – магнітна проникність цієї речовини;  $k$  – коефіцієнт загасання;  $R$  – відстань від вхідної площини екрану до розглянутої точки.

В оточуючому нас довкіллі постійно присутні електромагнітні поля антропогенного та природного походження. Джерела електромагнітних полів антропогенного характеру поділяють на низькочастотні (0-3 кГц) та високочастотні (від 3 кГц до 300 ГГц).

Перші містять в собі всі системи виробництва, розподілу електроенергії, домашню та офісну електронну техніку, а також інформаційні засоби відображення індивідуального користування (монітори ПК), автомобільний, міський, залізничний транспорт, та транспорт на електроприводі [5]. Головні складові електромагнітного забруднення знаходяться в низькочастотному діапазоні, тому що електромагнітний спектр лежить в області від 0 до 1010 Гц [6].

Вплив електромагнітного поля на організм людини було розглянуто в 40-х роках, першим з дослідників був лікар П. Іжевський. Було доказано що електромагнітне випромінювання впливає на працездатність та здоров'я людини і цей вплив може бути досить непередбаченим. [3]. На сьогоднішній день ЕМП штучного походження є значним екологічним чинником, біологічна активність якого дуже висока.

Зазначимо, що електромагнітне випромінювання і її розподіл в людському тілі визначається розмірами і формою органу, а також тканин, а саме їх електричними властивостями.

Розглянувши детальніше було виявлено, що тіло людини вбирає поле в себе і поглинає більше енергії при частоті  $0,04 - 10 \text{ ГГц}$ . Внаслідок багаторічної тривалої дії біологічний ефект накопичується, що призводить до розвитку пухлини мозку, раку крові, дегенерація нервової системи та інші

Центральна нервова система є найбільш чутливою при впливі електромагнітного випромінювання на людину, також не менш чутливими є очі та імунна система. В результаті цього може погіршитися кровоносна, серцево-судинна та імунна система [7].

Людина, яка довгий час перебувала під впливом випромінювання відчуває втому, що призводить до зменшення сексуального похилу до протилежної статі, зменшується потенція., що призводить частковими змінами ендокринної системи. З'являється слабкість імунітету клітинної системи, за рахунок зменшення у крові спеціальних ферментів. Ознаками такого розладу є порушення сну, стомлюваність, дратівливість, послаблення пам'яті, загальна напруженість [8].

Гіпогеомагнітне поле (ГГМП) при довгому впливу негативно діє на здоров'я людини, тим самим викликає зміни біохімічного, фізіологічного та морфологічного функціонування організму. Наявність ГГМП відносно магнітного поля характеризують коефіцієнтом ослаблення, рівним 2. При ослабленні в 2...5 разів ГГМП, збільшується на 45% кількість захворювань людей, працюючих в такому приміщенні.

Електромагнітне поле, джерелом якого є гібридні автомобілі є складним органом впливу електромагнітного випромінювання на людину.

Головною перевагою гібридних автомобілів – є зменшення викидів шкідливих газів і витрати палива. За рахунок повного автоматичного управління роботи двигунів бортовим комп'ютером., з можливістю підзарядки акумуляторів, використанням електродвигуна як генератора електричного струму, така система називається рекуперацією. Акумуляторна батарея є більш легкою в порівнянні з батареєю електромобіля, через меншу ємність, тому можна вважати, що схема гібридного автомобіля є значно модифікованою.

При збільшенні електромагнітного випромінювання електромагнітне поле також збільшується, а саме для гібридного автомобіля воно лежить в діапазоні від 5 Гц до 1 ГГц.

Електромагнітне поле щільності потоку транспортних засобів можливо зменшити в результаті:

- збільшити середню швидкість руху;
- зменшення часу знаходження автотранспорту на перехресті;
- забезпечити рухи з постійними швидкостями та інші.

Також великої небезпеки підлягають люди, які знаходяться всередині салону. Особливо це стосується водіїв, які протягом тривалого часу зазнають електромагнітне випромінювання, тому що проводять багато годин за кермом.

В разі того, як буде розглядатися вплив еле-

ктромагнітного поля (вплив на людей, які знаходяться в середині автомобіля чи забруднення навколишнього середовища), буде залежати схема моніторингу електромагнітних забруднень автотранспортними засобами. Забруднення навколишнього середовища транспортним потоком кожного автомобіля має вимірюватися рівень електромагнітного поля, за допомогою вимірювальної антени приладу, для цього її повинні розташувати по центру автомобіля на відстані 10 - 12 м від нього, та на висоті 3м, в залежності від розташування двигуна, позаду або попереду, та збоку антени приймача радіо автомобіля [9].

В випадку з впливом на людину, яка знаходиться у салоні автомобіля, то методики поки не існує. Але згідно з [9], можливо провести вимірювання електромагнітного поля на робочому місці, на відстані від джерела, якому знаходиться тіло працівника, від поверхні землі з максимальним значенням напруженості електромагнітного поля на робочому місці. Проводиться не менше трьох вимірювань, потім заносяться у протокол найбільш зареєстровані значення. Людина, яка проводить виміри не може ставати між вимірювальною антеною і джерелом електромагнітного випромінювання.

### Елементи впливу електромагнітного поля автомобіля

Вплив електромагнітних полів (ЕМП) на здоров'я людини досліджувалося десятиліттями [10].

Кілька досліджень намагалися довести взаємозв'язок між ними тривалий вплив електромагнітних полів та ін. патології здоров'я, не досягаючи остаточного успіху.

Наслідки тривалого впливу низькочастотних ЕМП дуже важко оцінити через невизначеність, властиві наукові дані. З іншого боку, цього достатньо наукові підстави стверджують, що вплив низькочастотних електричних полів можуть спричинити чітко визначені біологічні реакції та фізіологічні ефекти [11].

У цьому контексті деякі країни прийняли нормативні акти основи яких, засновані на критеріях або рекомендаціях щодо запобігання розроблені різними установами.

Це рекомендується межі впливу ЕМВ високі у порівнянні з більшістю звичайні значення полів, що існують у побуті та роботі середовищах.

З останніми розробками в галузі гібриду та електрики транспортних засобів (електромобілів), оцінка електромагнітних навколишніх середовищ в салоні цих транспортних засобів

стає необхідні [12].

Електромобілі мають значну електричну систему потужності, що складається з акумуляторів, перетворювачів потужності та електричних двигунів (крім усіх сполучних проводів).

На електромагнітне поле автомобіля впливають такі елементи: ступінь стиснення двигуна; пластмасові або металеві дахи, крила, повітряні фільтри; розміри, форма котушки запалення, місце її розташування; якість і довжина високовольтних дротів; форма і розміри моторного місця; відстань між колесами і мотором; електронні засоби системи запалення; сервісні механізми, якщо вони є, пристрої радіопередачі та систем обчислювання; всі системи і вузли, якщо вони не в технічному стані, з яких складається електромагнітне поле; система гасіння електромагнітного випромінювання; умови її характер руху автомобіля.

Дані дослідження були проведені на основі автомобіля типу Toyota Prius, виміри були зняті поруч з автомобілем, а також у його салоні, були проведені вимірювачем параметрів магнітних та електричних полів ВЕ - МЕТР-АТ 002 в двох смугах частот 5 Гц – 2 кГц та 2 кГц - 400кГц. Місце проведення експерименту вибирали схеми розташування компонентів автомобіля та основних джерел у салоні автомобіля електромагнітного випромінювання. Основні елементи гібридного агрегату, а також їх призначення було розглянуто у [13].

Ці дослідження показали високу ступінь магнітної та електричної складової електромагнітного випромінювання гібридного силового агрегату. При роботі електричного двигуна напруженість електромагнітного поля склала 980 нТл, а при двигуні внутрішнього згорання 250 нТл, при частоті 5 Гц – 2 кГц.

Стосовно електромагнітного випромінювання у салоні автомобіля, то напруженість магнітного поля значно залежить від роботи гібридного агрегату, тому що силова шина, яка з'єднує акумуляторну батарею з силовим агрегатом є самим потужним джерелом електромагнітного поля у салоні, вона знаходиться під сидінням пасажира та водія.

В результаті численних досліджень встановлено, що реакція організму людини залежить від величини потужності випромінювання і від таких параметрів, як частота, вид модуляції, ширина спектра випромінюваного сигналу, поляризація, час опромінення, електрична та магнітна складова і ін. Виявити однозначно зв'язок між якимось одним параметром випромінювання і явно вираженим ефектом його дії поки

не вдалося. Експериментальні дані свідчать про високу біологічну активність ЕМП в усіх частотних діапазонах. При високих рівнях опромінюється ЕМП прийнято говорити про тепловому механізмі впливу. При низькому рівні ЕМП сучасна теорія визнає нетепловий або інформаційний характер впливу на організм. Механізми дії ЕМП в цьому випадку ще мало вивчені.

Відзначимо, що залежність поглинання енергії електромагнітного випромінювання (ЕМВ) і її розподілу всередині тіла людини визначається не тільки електричними властивостями тканин, а й формою і розмірами об'єкта (органу), а також співвідношенням цих розмірів з довжиною хвилі випромінювання. Детальний аналіз показав, що для частот 0,03 ... 10 ГГц характерна наявність ряду максимумів поглинання, при яких тіло людини як би вбирає в себе поле ЕМП і поглинає енергії більше, ніж припадає на його поперечний переріз. У цьому випадку різко проявляються інтерференційні картини, що призводять до сильної кореляції (взаємозв'язку) як загальної величини поглинання енергії, так і її розподілу в залежності від полів конкретних довжин хвиль, розмірів і анатомічної будови органів і електричних властивостей тканин людини. Локальні максимуми поглинання тілом людини («Гарячі точки») мають місце на частотах 750 ... 2500 МГц, а максимум, обумовлений резонансом із загальним розміром тіла, лежить в діапазоні частот 50 ... 300 МГц [14].

#### **Найбільш поширені методи захисту від впливу електромагнітних полів**

Найбільш поширені методи захисту від впливу електромагнітних полів різноманітних джерел електромагнітного випромінювання є:

- конструкційні;
- зонування;
- екранування;
- практичне заземлення.

Дуже складною проблемою є виготовлення електричних автомобілів з малим рівнем електромагнітного впливу. Рішення цієї проблеми розпочинаються в конструкторській розробці та є важливим моментом, направленим на безпеку транспортних засобів. Для підвищення електромагнітної безпеки приймаються різні конструкційні методи захисту.

На теперішній час для підвищення електромагнітної безпеки використовується електромагнітне екранування. Але дуже часто при виборі корпусу-екрана стінки дуже тонкі для

практичного застосування, або якщо це дуже рідкісні матеріали, вартість яких не може задовольнити інші потреби. В наслідок цього більшість екранів значно товщі, ніж це необхідно [15].

Традиційні методи захисту часу і відстані від електромагнітного випромінювання гібридних і електро транспортних засобів не завжди забезпечують нормативні рівні електромагнітних полів. На сьогоднішній день найбільш ефективним методом захисту пасажирів і водіїв автомобілів від електромагнітних впливів є використання електромагнітних екранів.

Електромагнітне екранування – широко відоме як ЕМІ-екранування – обмежує електромагнітне поле в області, блокуючи поля бар'єрами. Кожен бар'єр виготовлений із провідного або магнітного матеріалу. Зазвичай кожухи електричних пристроїв екрануються, щоб обмежити перешкоди від зовнішнього світу. Крім того, на кабелі використовується кабель екранування від електромагнітних перешкод, щоб ізолювати дроти від середовища, в якому проходить кабель. Популярна форма електромагнітного екранування називається захистом від радіоперешкод.

Екранування високочастотного електромагнітного випромінювання (безпровідних радіохвиль будь-якого типу) засновано на віддзеркаленні випромінювання на металевих поверхнях (дзеркальний ефект), а також на принципі існування. Всі провідні радіочастотні екрануючі матеріали також можуть бути заземлені таким чином, а також підходять для екранування електричних полів змінного току та електростатичних полів.

Це текстові тканини з вплетеними внутрішніми металевими нитями або з металізованою поверхнею. Завдяки цим вони володіють металевими характеристиками. Вони підходять, наприклад, для штор і для захисту козирків.

Сітки Faraday, які складаються виключно з металеві проволочки. Ширина сітки визначає частотний діапазон вираженого випромінювання. Сітки можна монтувати, наприклад, під кришкою і всередині дверей, стіни, а також вони підходять для експериментальних мір по екрануванню. Ці сітки складаються виключно з металеві проволочки. Ширина сітки визначає частотний діапазон вираженого випромінювання.

## Висновки

Результати дослідження показали, що гібридний автомобіль є джерелом електромагнітного

випромінювання, що негативно може позначитися на здоров'ї та самопочутті людини. Для зниження рівня напруженості електромагнітного поля у салоні автомобіля необхідно найбільш ізолювати силову шину, яка проходить під сидінням водія, перемістивши її під сидіння пасажира, який перебуває в автомобілі значно менше, або додатково екранувати. Такі розробки повинні передбачатися ще на стадії конструкторської розробки.

Важливим є екранування від електромагнітного випромінювання салону та міст розміщення електрообладнання у гібридному та інших видах транспортних засобів.

## Конфлікт інтересів

Автор заявляє, що немає конфлікту інтересів щодо публікації цієї статті.

## Література

1. Птицына Е. Г., Виллорези Дж., Копытенко Ю. А., Тясто М. И. (2010) *Магнитные поля электротранспорта и экология человека. Монография*. СПб. Издат. «Нестор-История». Ptsiyina E. G., Villorezi Dzh., Kopyitenko Yu. A., Tyasto M. I. (2010) *Magnitnyie polya elektrottransporta i ekologiya cheloveka*. [Electric vehicle magnetic fields and human ecology.] Monografiya. SPb. Izdat. «Nestor-Istoriya», 2010. [in Russian].
2. Філепенко В. В., Будянська Е. М. (2010) НДІ гігієни праці і профзахворювань. ХНМУ. *Екологічна безпека навколишнього середовища*". Вісник ХНУ ім. В. Н. Каразіна. Серія "Екологія". 893. (5). Filiepenko V. V., Budianska E. M. (2010) NDI hihiieny pratsi i profzakhvoriuvan. [Research Institute of Occupational Hygiene and Occupational Diseases.] KhNMU. *Ekolohichna bezpeka navkolyshnoho seredovyscha*". Visnyk KhNU im. V. N. Karazina. Seriiia "Ekolohiia". 893. (5). [in Ukrainian]
3. Бажинов, О. В., Кравцов, М. М., & Ілічук, О. В. (2019). Методика вимірювання впливу електромагнітних випромінювань автотранспортних засобів на людину та навколишнє середовище. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету*, 86 (1), 66-73. Bazhynov, O. V., Kravtsov, M. M., & Pichuk, O. V. (2019). *Metodyka vymiryuvannia vplyvu elektromahnitnykh vyprominiuvan avtotransportnykh zasobiv na liudynu ta navkolyshnie seredovyshe*. [Methods of measuring the impact of electromagnetic radiation of vehicles on humans and the environment.] Visnyk Kharkivskoho natsionalnoho avtomobilno-dorozhnoho universytetu, 86 (1), 66-73. [in Ukrainian].

4. Христов Р., Стефанов С., Костов П. (2020) Дослідження електромагнітного поля в електричному і гібридному автомобілі. *Факультет машинобудування та технологій технічного університету м. Варна (Болгарія). EKOVarna 2020. ЮР Conf. Серія: Матеріалознавство та техніка 977(2020). 012022. Khrystov R., Stefanov S., Kostov P. (2020) Doslidzhennia elektromagnitnoho polia v elektrychnomu i hibrydnomu avtomobilii. [Investigation of the electromagnetic field in an electric and hybrid car.] Fakultet mashynobuduvannia ta tekhnolohii tekhnichnoho universytetu m. Varna (Bolhariia). EKOVarna 2020. YuR Conf. Serii: Materialoznavstvo ta tekhnika 977(2020). 012022. doi: 10.1088/1757-899X/977/1/012022. [in Ukrainian].*
5. Мартынюк В.С., Цейслер Ю.В., Темурьянц Н.А. (2012) Интерференция механизмов влияния слабых электромагнитных полей крайне низких частот на организм человека и животных. *Журнал: Геофизические процессы и биосфера. 11(2).* 16-39. Martyniuk V.S., Tseysler Yu.V., Temuryants N.A. (2012) Interferentsiya mehanizmov vlianiya slabyih elektromagnitnyih poley krayne nizkikh chastot na organizm chelo-veka i zhivotnyih. Zhurnal: Geofizicheskie protsessyi i biosfera. 11 (2). 16-39. [in Russian].
6. Бажинов О. В., Смирнов О. П., Сериков С.А. та інші. (2008) Гібридні автомобілі. *ХНАДУ. Vazhynov O. V., Smyrnov O. P., Sierikov S.A. ta inshi. (2008) Hibrydni avtomobili. [Hybrid cars.] KhNADU. [in Ukrainian].*
7. ГОСТ 12.1.006-84. Электромагнитные поля радиочастот. *Допустимые уровни на рабочих местах и требования к проведению контроля. GOST 12.1.006-84. GOST 12.1.006-84. Elektromagnitnyie polya radiochastot. [Radio frequency electromagnetic fields.] Dopustimyye urovni na rabochih mestah i trebovaniya k provedeniyu kontrolya. GOST 12.1.006-84. [in Russian].*
8. Грачев Н. Н., Мырова Н. Н. (2005) Защита человека от опасных излучений. М: БИНОМ. Grachev N. N., Myrova N.N. (2005) Zashchita cheloveka ot opasnyih izlucheniya. [Protection of a person from hazardous radiation.] M: BINOM. [in Russian].
9. Гроднев И. И. (1972) *Электромагнитное экранирование в широком диапазоне частот. М.: Связь. Grodnev I. I. (1972) Elektromagnitnoe ekranirovaniye v shirokom diapazone chastot. [Electromagnetic shielding in a wide frequency range] M.: Svyaz. [in Russian].*
10. (1999) Environmental Health Sciences (NIEHS), "Health Effects from Exposure to Power – Line Frequency Electric and Magnetic Fields".
11. International Commission on Non Ionizing Radiation Protection (ICNIRP), "Guidelines for Limiting Exposure to Time Varying Electric, Magnetic, and Electromagnetic Fields (up to 300 GGz)," Health Physics.
12. Кривошеїн Д. А, Мурашка Л. А, Роева Н. Н. (2002) *Екологія і безпека життєдіяльності. ЮНІТА-ДАНА. Krivoshiein D. A, Murashka L. A, Roieva N. N. (2002) Ekolohiia i bezpeka zhyttiediialnosti: [Ecology and safety of life.] H.: YuNITA-DANA. [in Ukrainian].*
13. Любимов, В. В., & Рагульская, М. В. (2004). Электромагнитные поля, их биотропность и нормы экологической безопасности. *Успехи современной радиоэлектроники, (3), 74-80. Lyubimov V. V., Ragulskaya M. V. (2004) Elektromagnitnyie polya, ih biotropnost i normyi ekologicheskoy bezopasnosti. [Electromagnetic fields, their biotropy and environmental safety standards.] 1-ya Troitskaya konferentsiya po meditsinskoy fizike: Tezisy dokl. –Troitsk. 75-76. [in Russian].*
14. Николаев, П. А., & Сошев, Р. Р. (2007). Автомобиль – источник электромагнитной опасности. О "вредных" мегагерцах автострад и способах борьбы с ними. *Экология и жизнь, (2), 54-57. Nikolaev, P. A., & Soeshev, R. R. (2007). Avtomobil – istochnik elektromagnitnoy opasnosti. O "vrednyih" megagertsah avtostrad i sposobah borbyi s nimi. Ekologiya i zhizn, (2), 54-57. [in Russian].*
15. Новиков, В., & Павлова, Е. (2021). *Экология транспорта 6-е изд., пер. и доп. Учебник и практикум для вузов. Litres. Novikov, V., & Pavlova, E. (2021). Ekologiya transporta. [Transport ecology.] 6-e izd., per. i dop. Uchebnik i praktikum dlya vuzov. Litres. [in Russian].*
16. Островський О. С., Одаренко Е. Н., Шматко А. А. (2003) Захисні екрани і поглиначі електромагнітних хвиль. *ФІП PSE, 1, 2. 1(2). 161-173. Ostrovskiy O. S., Odarenko E. N., Shmatko A. A. (2003) Zakhysni ekrany i pohlynachi elektromagnitnykh khvyl. FIP PSE, 1, 2. 1(2). 161-173. [in Ukrainian].*
17. *Физические принципы экранирования. Fyzycheskye pryntsyryy ekranirovaniya. [Physical principles of shielding.] Retrieved October 1, 2021, from [http://neo-chaos.narod.ru/useful/emc/screening\\_physical.pdf](http://neo-chaos.narod.ru/useful/emc/screening_physical.pdf) [in Russian].*
18. Chung D.D.L. (2001) Electromagnetic interference shielding effectiveness of carbon materials. *Carbon. 39. 279 -285.*
19. Fenical, G. (n.d.). The Basic Principles of Shielding. *In Compliance Magazine.* Retrieved November 25, 2021, from <https://incompliancemag.com/article/the-basic-principles-of-shielding/>.

**Бажинов Олексій Васильович<sup>1</sup>**, д.т.н., професор кафедри технічної експлуатації і сервісу автомобілів імені Говурущенко М. Я.  
e-mail: [alexey.bazhinov@gmail.com](mailto:alexey.bazhinov@gmail.com),  
тел.: [+380996585101](tel:+380996585101)

ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-5755-8553>

**Кравцов Михайло Миколайович**<sup>1</sup>, к.т.н., доцент  
каф. метрології та безпеки життєдіяльності,  
e-mail: [Super-mikvich@ukr.net](mailto:Super-mikvich@ukr.net),  
тел. +(380)99-205-56-57,  
ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-3218-2182>

<sup>1</sup>Харківський національний автомобільно-дорожній  
університет, 61002, Україна, м. Харків,  
вул. Ярослава Мудрого, 25.

#### **Electromagnetic radiation of hybrid vehicles**

**Abstract. Problem.** As a result of automobile traffic every year 20-30% of the territory of cities are subject to electromagnetic pollution in cities and settlements. This is due to the increase in power and number of electrical equipment of each individual car. The urgency of the problem of electromagnetic pollution is an important step in determining the impact of electromagnetic radiation on humans in the rapid development of hybrid cars. **Goal.** The aim of this work is to determine the effect of electromagnetic radiation on humans in the conditions of rapid development of hybrid cars. To achieve this goal, it is necessary to solve the following tasks: review anthropogenic electromagnetic fields; find the elements of the electromagnetic field in a hybrid car; consider the most common methods of protection against electromagnetic fields. **Methodology.** The article presents a general classification of electromagnetic radiation to humans arising in hybrid vehicles. It is extremely important to reveal the phenomena occurring in hybrid cars in the research work to find the truth and the processes of occurrence of electromagnetic radiation. This issue is given primary importance, because finding effective technical, environmental and other methods and means of protecting people in hybrid and other vehicles is extremely necessary and in demand at the present stage. Thus, based on the characteristics of the material and aspects of its analysis determined the

structure of the text in which some of the facts are given using the information available in the attached literature. **Results.** The result of the work were the proposed methods of shielding high-frequency and low-frequency levels based on physical properties – the reflection and absorption of electromagnetic waves during the transition from one medium to another. **Originality.** Methods of studying the effect of electromagnetic radiation on a person in vehicles (automotive, hybrid, electric) and especially on the reaction of a biological cell, its vital activity, require in-depth research to determine criteria, acceptable standards and optimal methods of protection against EMF and EMI. **Practical value.** The practical significance of this study is focused on readers and researchers of vehicles (automotive, hybrid, electric) which are interested in the negative effects of electromagnetic radiation, protection of passengers and drivers from them. The impact of electromagnetic radiation from hybrid and other types of vehicles on humans is a necessary task not only for scientists but also for manufacturers of these modes of transport, who for unknown reasons are trying to "freeze" the proposals and technical solutions offered by the World Scientific Society.

**Key words:** hybrid car, electromagnetic radiation, vehicle equipment.

**Oleksiy Bazhinov**<sup>1</sup>, Doctor of Technical Sciences, professor, Department of Technical Operation and Service of Automobiles named M. Govorushchenko  
e-mail: [alexey.bazhinov@gmail.com](mailto:alexey.bazhinov@gmail.com)  
tel. +380996585101,  
ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-5755-8553>  
**Kravtsov Mikhail**<sup>1</sup>, Ph.D., Associate Professor metrology and life safety, tel. + (380) 99-205-56-57,  
e-mail: [Super-mikvich@ukr.net](mailto:Super-mikvich@ukr.net),  
ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-3218-2182>.

<sup>1</sup>Kharkiv National Automobile and Road University, 61002, Ukraine, Kharkiv, st. Yaroslav the Wise, 25.

# Кінематика шарніра Гука

Подригало М. А.<sup>1</sup>, Перегон В. А.<sup>1</sup>, Бобошко О. А.<sup>1</sup>, Богдан Д. І.<sup>1</sup>, Коряк О. О.<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Харківський національний автомобільно-дорожній університет

**Анотація.** Робота присвячена дослідженню кінематики шарніра Гука. Головна увага приділена визначенню кінематичних характеристик хрестовини в її абсолютному та відносному рухах. Дані кінематичні характеристики є фундаментом для дослідження динаміки карданної передачі; використовуються при дослідженні роботи підшипників хрестовини карданного шарніра. Виконане дослідження кінематики карданного шарніра дозволило виявити й усунути неоднозначності у визначенні відносних кутових швидкостей елементів кінематичних пар хрестовини і карданних вилок. Отримані результати можуть бути використані при проектуванні і дослідженні моторно-трансмійсійних установок, до складу яких входить шарнір Гука.

**Ключові слова:** шарнір Гука, хрестовина, карданна вилка, кутова швидкість, сферичний рух.

## Вступ

Шарнір Гука використовується для передачі обертового руху в приводах різноманітних механізмів, вали яких розташовані під деяким кутом, а також, якщо міжосьовий кут передачі  $\alpha$  змінюється в процесі роботи.

Одинарний шарнір Гука застосовується порівняно рідко, оскільки викликає нерівномірність обертання веденого вала, яка різко збільшується зі збільшенням кута між валами. Тому він використовується в пристроях, які допускають деяку нерівномірність обертання, переважно в тихохідних механізмах при невеликих значеннях кута  $\alpha$ . У відповідальних швидкохідних механізмах використовують подвійний шарнір Гука, який дозволяє усунути зазначену нерівномірність обертання.

## Аналіз публікацій

Дослідженню та конструюванню шарнірів нерівних кутових швидкостей присвячена значна кількість робіт. В них розглядаються питання, пов'язані зі структурою, геометричними і кінематичними параметрами універсального шарніра [1-4], присвячені дослідженню його динаміки [4-13], надійності [13, 14], а також питання, які орієнтовані на конструювання та розрахунок карданних передач [15, 16]. Незважаючи на різну направленість робіт, практично кожне дослідження шарніра передбачає кінематичний аналіз і ґрунтується

на його результатах.

В роботі [1] розглядаються питання, які пов'язані зі структурою, геометричними і кінематичними параметрами універсального шарніра Гука. Досліджується також подвійний карданний шарнір з метою оцінки впливу параметрів проміжного вала на динамічні показники передачі. В роботі представлені залежності, які пов'язують кути, кутові швидкості та кутові прискорення вхідного та вихідного валів. Проте, в даному дослідженні не розглядалися кінематичні характеристики руху хрестовини шарніра.

Робота [5] присвячена силовому аналізу подвійного шарніра. Автори поєднували теоретичні дослідження з комп'ютерним моделюванням в програмному середовищі ADAMS. Кінематичний аналіз шарніра не був пріоритетним питанням, а тому кінематичні характеристики руху хрестовини залишилися поза увагою дослідників.

В роботах [6-8] досліджуються вібраційні характеристики карданних валів. Автори зазначених робіт застосовували різні методи для вирішення поставленої задачі. Дослідження в [6] має суто теоретичний характер, дослідники в [7] поєднували теоретичний та експериментальний підходи, а в [8] віддавалася перевага експериментальному методу. Що стосується кінематичної складової зазначених досліджень, то вона обмежувалася розглядом лише тих кінематичних залежностей, які були необхідні для вирішення основ-



ної задачі.

Будова і кінематика шарніра Гука розглядаються практично в кожному підручнику з теорії механізмів і машин, серед яких слід відзначити [2, 3], де кінематичний аналіз представлений найбільш повно. Але, порівнюючи певні розрахункові залежності з подібними, наданими в інших джерелах, можна зіткнутися з їх неоднозначністю. Так, наприклад, в [2] розрахункова залежність для визначення величини відносної кутової швидкості  $\omega_{21}$  хрестовини 2 відносно вхідної ланки 1 має вигляд:

$$\omega_{21}^{[2]} = \omega_1 \frac{\cos \alpha \sin \alpha \sin \varphi_1}{1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1}, \quad (1)$$

де  $\omega_1$  – кутова швидкість вхідного вала;  $\alpha$  – кут між осями валів (див. рис. 1);  $\varphi_1$  – кут повороту вхідного вала.

Зазначимо, що в [2] не представлена залежність для визначення величини відносної кутової швидкості  $\omega_{32}$  вихідної ланки 3 відносно хрестовини 2.

В [3] запропоновані наступні формули для визначення величин відносних кутових швидкостей:

$$\omega_{21}^{[3]} = \omega_1 \frac{\operatorname{tg} \alpha \cos \varphi_1}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha \cdot \sin^2 \varphi_1}; \quad (2)$$

$$\omega_{32}^{[3]} = \omega_1 \frac{\operatorname{tg} \alpha \sin \varphi_1}{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha \cdot \sin^2 \varphi_1}, \quad (3)$$

які, з метою порівняння з (1), можна перетворити й представити у вигляді:

$$\omega_{21}^{[3]} = \omega_1 \frac{\cos \alpha \sin \alpha \cos \varphi_1}{1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1}; \quad (4)$$

$$\omega_{32}^{[3]} = \omega_1 \frac{\cos \alpha \sin \alpha \sin \varphi_1}{1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1}. \quad (5)$$

Треба мати на увазі, що в [2] відлік кута повороту ланки 1 здійснюється від положення, у якому його карданна вилка знаходиться в площині, перпендикулярній осьовій площині вхідної й вихідної ланок, а в [3] у початковому положенні площина карданної вилки ланки 1 збігається з осьовою площиною. Отже, у джерелах [2] і [3] розрахункові зале-

жності для визначення  $\omega_{21}$  ідентичні, оскільки  $\sin(\pi/2 \pm x) = \cos(\pm x)$ .

В [4] формула для визначення  $\omega_{21}$  така ж, що й у джерелах [2] і [3], а величина  $\omega_{32}$  визначається за наступною залежністю:

$$\omega_{32}^{[4]} = \omega_1 \frac{\operatorname{tg} \alpha \sin \varphi_1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha \cdot \sin^2 \varphi_1}}, \quad (6)$$

яка відрізняється від виразу (3) тим, що знаменник знаходиться під знаком квадратного кореня.

Очевидно, що розрахункові залежності для визначення  $\omega_{32}$ , представлені в розглянутих джерелах, неоднозначні й вимагають уточнення. Також відзначимо, що в [10] розрахункова залежність для визначення  $\omega_{21}$  збігається з тими, що представлені в джерелах [2, 3, 4], але відсутня формула для визначення  $\omega_{32}$ .

Крім того, в роботах недостатньо висвітлені питання, які стосуються визначення відносних кутів повороту в кінематичних парах хрестовин і карданних вилок, що визначає роботу сил тертя в даних з'єднаннях, а також коефіцієнт корисної дії (ККД) передачі. Літературний аналіз також показав, що, як правило, при дослідженні роботи карданних передач поза увагою залишається прискорення хрестовини в її абсолютному та відносному рухах, оскільки зазвичай нехтують її інерційними параметрами [9]. Такий підхід цілком виправданий, зважаючи на незначну масу хрестовини, але при точних розрахунках високошвидкісних карданних передач слід враховувати інерційні параметри хрестовини.

### Мета та постановка задачі

Виходячи з аналізу публікацій, метою даної роботи є визначення кінематичних характеристик хрестовини в її абсолютному та відносному рухах. Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати наступні задачі:

- отримати розрахункові співвідношення для визначення величин відносних кутових швидкостей в кінематичних парах хрестовини і карданних вилок;
- встановити функціональні залежності відносних кутів повороту ланок в кінематичних парах хрестовини і карданних вилок;
- визначити кутове прискорення хрестовини шарніра Гука;
- оцінити вплив міжосьового кута передачі на її кінематичні характеристики.

**Кінематичний аналіз універсального шарніра Гук**

Розглянемо одинарний шарнір Гук, схема якого представлена на рис. 1. Вали 1 (вхідний) і 3 (вихідний), а також нерухомо пов'язані з ними карданні вилки, здійснюють прості обертальні рухи. Вектори кутових швидкостей ланок 1 і 3 на схемі позначені  $\vec{\omega}_1$  і  $\vec{\omega}_3$  відповідно. Кут між зазначеними векторами (міжосьовий кут передачі) позначений  $\alpha$ .

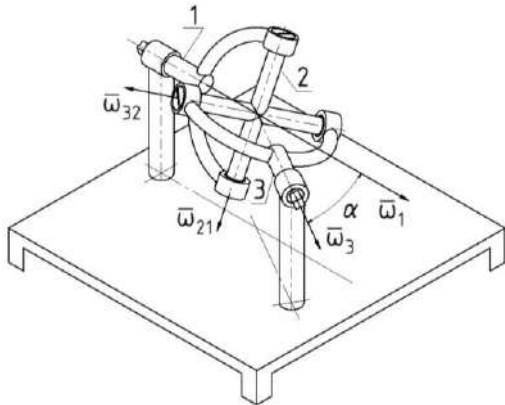


Рис. 1. Схема шарніра Гук

У випадку  $\alpha \neq 0$ , хрестовина 2 здійснює сферичний рух навколо нерухомої точки, розташованої в її центрі. Вектори відносних кутових швидкостей хрестовини 2 відносно ланки 1, а також ланки 3 відносно хрестовини позначені відповідно  $\vec{\omega}_{21}$  і  $\vec{\omega}_{32}$ . На підставі теореми про складний обертальний рух можемо записати векторне рівняння

$$\vec{\omega}_3 = \vec{\omega}_1 + \vec{\omega}_{21} + \vec{\omega}_{32}. \tag{7}$$

На рис. 2 представлена розрахункова схема. Системи координат  $Ox_1y_1z_1$  і  $Ox_3y_3z_3$ , які пов'язані з ланками 1 і 3, мають загальний початок координат (т.  $O$ ), розташований в центрі хрестовини. Вектори кутових швидкостей в абсолютному і відносному рухах зображені у вигляді відповідних відрізків в деякому масштабі  $\mu_\omega$ .

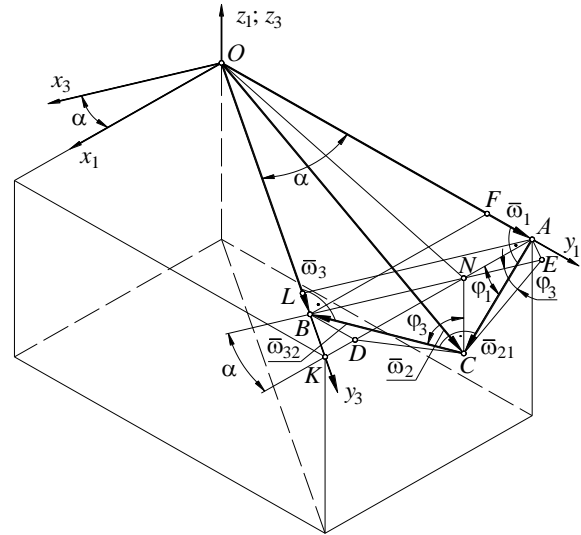


Рис. 2. Розрахункова схема

Вектор  $\vec{\omega}_{21}$  лежить у площині, паралельній координатній площині  $x_1Oz_1$  і містить точки  $A, C, D$ . Вектор  $\vec{\omega}_{32}$  лежить у площині, яка паралельна координатній площині  $x_3Oz_3$  і містить точки  $B, C, E$ . Кут між зазначеними площинами дорівнює  $\alpha$ , а лінія їх перетину містить відрізок  $CN$ . Очевидно, що  $\vec{\omega}_{21} \perp \vec{\omega}_1$ ;  $\vec{\omega}_{32} \perp \vec{\omega}_{21}$ ;  $\vec{\omega}_3 \perp \vec{\omega}_{32}$ .

Умовимося відраховувати кут повороту ланки 1 від початкового положення, у якому карданна вилка шарніра (і вектор  $\vec{\omega}_{21}$ ) знаходиться в площині, яка містить осі валів універсального шарніра. У цьому випадку поточний кут повороту ланки 1  $\varphi_1 = \angle SAN$ .

При повороті ланки 1 на кут  $\varphi_1$ , ланка 3 повернеться на кут, обумовлений кутом повороту вектора  $\vec{\omega}_{32}$  від початкового положення, у якому він паралельний осі  $Oz_3$ , до поточного положення, тобто  $\varphi_3 = \angle BSN$ .

Спроекуємо прямокутний трикутник  $\triangle ACN$  із прямим кутом при вершині  $N$  на площину, у якій лежить вектор  $\vec{\omega}_{32}$ . У результаті одержимо прямокутний трикутник  $\triangle ECN$ , який має спільний з вихідним трикутником катет  $CN$ . Довжина другого катета:

$$EN = AN \cos \alpha. \tag{8}$$

Оскільки  $\vec{\omega}_{32} \perp \vec{\omega}_{21}$ , тобто  $\angle ACB = \pi/2$ , а сторона  $BC$  прямого кута лежить у площині проєкції, то  $\angle ECB = \pi/2$ . Отже, у прямокутному трикутнику  $\triangle ECN$  кут  $\angle CEN = \varphi_3$ .

Довжина спільного катета прямокутних трикутників  $\triangle ACN$  і  $\triangle ECN$ :

$$CN = AN \operatorname{tg} \varphi_1 = EN \operatorname{tg} \varphi_3. \quad (9)$$

З рівнянь (8) і (9) одержимо відому залежність, яка пов'язує кути повороту вхідного й вихідного валів:

$$\operatorname{tg} \varphi_1 = \operatorname{tg} \varphi_3 \cos \alpha. \quad (10)$$

Після диференціювання за часом обох частин рівняння (10) і виконання тригонометричних перетворень, одержимо залежність, яка пов'язує кутові швидкості вхідного й вихідного валів:

$$\omega_3 = \omega_1 \frac{\cos \alpha}{1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1}. \quad (11)$$

Спроекуємо прямокутний трикутник  $\Delta BCN$  із прямим кутом при вершині  $N$  на площину, у якій лежить вектор  $\vec{\omega}_{21}$ . У результаті одержимо прямокутний трикутник  $\Delta DCN$ , який має спільний із трикутником  $\Delta BCN$  катет  $CN$ . Оскільки сторона  $AC$  прямого кута  $\angle ACB$  ( $\vec{\omega}_{32} \perp \vec{\omega}_{21}$ ) паралельна площині проєкції, утворився ще один прямокутний трикутник  $\Delta ACD$  із прямим кутом при вершині  $C$ . В цьому трикутнику:

$$\cos \varphi_1 = \frac{AC}{AD}. \quad (12)$$

Оскільки відрізок  $AD = BF$ , який являє собою катет у прямокутному трикутнику  $\Delta OFB$ , то (12) набуде вигляду:

$$\cos \varphi_1 = \frac{AC}{OB \sin \alpha} = \frac{\omega_{21}}{\omega_3 \sin \alpha}, \quad (13)$$

З виразу (13) отримаємо:

$$\omega_{21} = \omega_3 \sin \alpha \cos \varphi_1. \quad (14)$$

Враховуючи формулу (11), остаточно отримаємо:

$$\omega_{21} = \omega_1 \frac{\cos \alpha \sin \alpha \cos \varphi_1}{1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1}. \quad (15)$$

Рівняння (15) ідентичне рівнянням для визначення  $\omega_{21}$ , представленим в [2-4, 10].

Визначимо величину вектора  $\vec{\omega}_{32}$ . У прямокутному трикутнику  $\Delta OAL$ , враховуючи, що  $AL = EB$ :

$$\sin \alpha = \frac{AL}{OA} = \frac{EB}{OA}. \quad (16)$$

Розглянемо прямокутний трикутник  $\Delta BCE$ , у якому сторона  $CB$  є катетом, протилежним куту  $\angle CEB = \varphi_3$ . З урахуванням (16), запишемо:

$$\sin \varphi_3 = \frac{CB}{EB} = \frac{CB}{OA \sin \alpha} = \frac{\omega_{32}}{\omega_1 \sin \alpha}. \quad (17)$$

З (10) знайдемо:

$$\sin \varphi_3 = \frac{\operatorname{tg} \varphi_1 \cos \varphi_3}{\cos \alpha}. \quad (18)$$

Тоді, враховуючи (17) і (18) отримаємо:

$$\omega_{32} = \omega_1 \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg} \varphi_1 \cos \varphi_3. \quad (19)$$

Розглянемо прямокутні трикутники  $\Delta ACN$  і  $\Delta BCN$ . Довжина загального катета даних трикутників:

$$CN = AC \sin \varphi_1 = CB \cos \varphi_3. \quad (20)$$

З виразу (20) отримаємо:

$$\cos \varphi_3 = \frac{AC}{CB} \sin \varphi_1 = \frac{\omega_{21}}{\omega_{32}} \sin \varphi_1. \quad (21)$$

Підставивши (21) в (19) і прийнявши до уваги (15), одержимо:

$$\begin{aligned} \omega_{32}^2 &= \omega_1 \omega_{21} \operatorname{tg} \alpha \frac{\sin^2 \varphi_1}{\cos \varphi_1} = \\ &= \omega_1^2 \frac{\sin^2 \alpha \cdot \sin^2 \varphi_1}{1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1}. \end{aligned} \quad (22)$$

З рівняння (22) знаходимо величину відносної кутової швидкості:

$$\omega_{32} = \omega_1 \frac{\sin \alpha \sin \varphi_1}{\sqrt{1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1}}. \quad (23)$$

Оскільки при літературному аналізі

з'ясувалася неоднозначність формул для визначення саме  $\omega_{32}$ , отримаємо залежність (23) іншим шляхом. Для цього спершу визначимо абсолютну кутову швидкість хрестовини. Оскільки:

$$\bar{\omega}_2 = \bar{\omega}_1 + \bar{\omega}_{21}, \quad (24)$$

а  $\bar{\omega}_{21} \perp \bar{\omega}_1$ , то, враховуючи (15), величина абсолютної кутової швидкості хрестовини 2 буде дорівнювати:

$$\omega_2 = \sqrt{\omega_1^2 + \omega_{21}^2} = \omega_1 \frac{\sqrt{1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1 (1 + \sin^2 \alpha \cdot \sin^2 \varphi_1)}}{1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1}. \quad (25)$$

Як впливає з (7) і (24):

$$\bar{\omega}_3 = \bar{\omega}_2 + \bar{\omega}_{32}, \quad (26)$$

а  $\bar{\omega}_{32} \perp \bar{\omega}_3$ , то, беручи до уваги (11) і (25), величина відносної кутової швидкості:

$$\omega_{32} = \sqrt{\omega_2^2 - \omega_3^2} = \omega_1 \frac{\sin \alpha \sin \varphi_1}{\sqrt{1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1}}. \quad (27)$$

Як бачимо, праві частини рівнянь (23) і (27) співпадають. Зазначимо, що праві частини вказаних рівнянь являють собою лише іншу форму запису правої частини рівняння (6), яке представлено в [4].

На рис. 3 показані графіки залежностей  $\omega_{21}/\omega_1=f_1(\varphi_1)$  і  $\omega_{32}/\omega_1=f_2(\varphi_1)$ , побудованих з використанням формул (15) і (23), для двох значень міжосьового кута передачі:  $\alpha=30^\circ$  і  $\alpha=60^\circ$ .

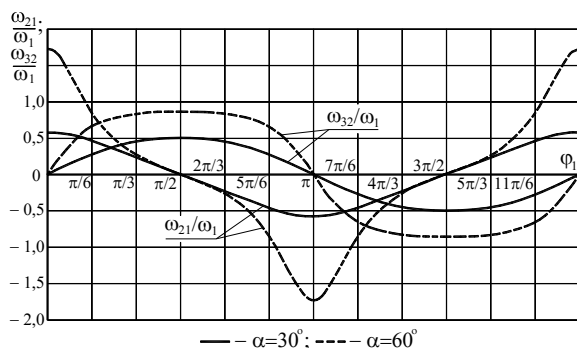


Рис. 3. Графіки залежностей  $\omega_{21}/\omega_1=f_1(\varphi_1)$  і  $\omega_{32}/\omega_1=f_2(\varphi_1)$

Значення  $\alpha=60^\circ$ , яке далеко виходить за область практичного застосування одинарно-

го шарніра Гука, було використано для більш наочної демонстрації амплітуд зазначених графіків. Очевидно, що функції  $\omega_{21}=\omega_{21}(\varphi_1)$  і  $\omega_{32}=\omega_{32}(\varphi_1)$  є періодичними з періодом  $2\pi$  за умов:  $\omega_1=\text{const}$ ;  $\alpha \neq 0$ ;  $\alpha=\text{const}$ . Із залежностей (15), (23) і (25) отримаємо екстремальні значення відносних кутових швидкостей у рухомих з'єднаннях хрестовини і карданних вилок та абсолютної кутової швидкості хрестовини. При  $\varphi_1=0$  максимальне значення кутової швидкості хрестовини відносно карданної вилки вхідного вала  $\omega_{21\text{max}} = \omega_1 \tan \alpha$ , максимальне значення абсолютної кутової швидкості хрестовини  $\omega_{2\text{max}} = \omega_1 / \cos \alpha$ , а кутова швидкість карданної вилки вихідного вала відносно хрестовини  $\omega_{32}=0$ . При  $\varphi_1=\pi/2$  отримаємо:  $\omega_{21}=0$ ;  $\omega_{2\text{min}} = \omega_1$ , а  $\omega_{32\text{max}} = \omega_1 \sin \alpha$ . Таким чином, відношення максимальних значень відносних швидкостей

$$\frac{\omega_{32\text{max}}}{\omega_{21\text{max}}} = \cos \alpha. \quad (28)$$

Отже, абсолютні максимальні значення відносної кутової швидкості ланок у кінематичних парах хрестовини й карданної вилки вхідного вала більші, ніж у кінематичних парах хрестовини й карданної вилки вихідного вала. Вказана різниця між абсолютними максимальними значеннями відносних кутових швидкостей різко збільшується зі збільшення міжосьового кута передачі. Але при малих кутах  $\alpha$ , які мають місце в практиці використання одинарного карданного шарніра, відмінністю в амплітудах функцій  $\omega_{21}=\omega_{21}(\varphi_1)$  і  $\omega_{32}=\omega_{32}(\varphi_1)$  можна знехтувати.

Визначимо відносні кути повороту  $\varphi_{21}$  і  $\varphi_{32}$  у з'єднаннях хрестовини 2 і карданних вилок вхідного 1 і вихідного 3 валів. Прийmemo, що відносний кут повороту ланок у з'єднанні хрестовини з карданною вилкою дорівнює нулю тоді, коли вісь даної обертальної кінематичної пари знаходиться в площині, яка містить осі валів карданної передачі. При такому виборі нульового відносного положення ланок значення зазначених кутів у процесі роботи шарніра Гука знаходяться у межах від  $-\alpha$  до  $\alpha$ .

Розглянемо рухоме з'єднання карданної вилки вхідного вала 1 із хрестовиною 2. Оскільки  $\omega_1 = d\varphi_1 / dt$ , а  $\omega_{21} = d\varphi_{21} / dt$ , то, помноживши обидві частини рівняння (15)

на  $dt$ , одержимо диференціальне рівняння з відокремленими змінними. Частковий розв'язок, який задовольняє початковим умовам, можна відразу одержати, скориставшись визначеними інтегралами.

У початковому положенні вхідного вала, тобто при  $\varphi_1=0$ , його карданна вилка лежить у площині, у якій лежать осі валів карданної передачі. Тому, як було сказано вище, при  $\varphi_1=0$  маємо  $\varphi_{21}=0$  (нижні межі інтегрування). Отже:

$$\int_0^{\varphi_{21}} d\varphi_{21} = \int_0^{\varphi_1} \frac{\cos \alpha \sin \alpha \cos \varphi_1}{1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1} d\varphi_1. \quad (29)$$

Знайдемо первісну функції, яка знаходиться під знаком інтеграла в правій частині рівняння (29), враховуючи, що  $\alpha = \text{const}$ . Для цього скористаємося рівністю  $\cos^2 \varphi_1 = 1 - \sin^2 \varphi_1$  й зробимо заміну змінної. У результаті підстановки:  $u = \sin \alpha \sin \varphi_1$ ;  $du = \sin \alpha \cos \varphi_1 d\varphi_1$ , одержимо [17]:

$$\int \frac{du}{u^2 + k^2} = \frac{1}{k} \arctg\left(\frac{u}{k}\right) + c. \quad (30)$$

де  $k = \cos \alpha$ ;  $c$  – постійна інтегрування.

Повертаючись до змінної  $\varphi_1$ , знаходимо:

$$\begin{aligned} \varphi_{21} &= \arctg(\text{tg } \alpha \sin \varphi_1) \Big|_0^{\varphi_1} = \\ &= \arctg(\text{tg } \alpha \sin \varphi_1). \end{aligned} \quad (31)$$

Таким чином, залежність  $\varphi_{21}=\varphi_{21}(\varphi_1)$  має вигляд:

$$\varphi_{21} = \arctg(\text{tg } \alpha \sin \varphi_1). \quad (32)$$

Розглянемо рухоме з'єднання хрестовини 2 з карданною вилкою вихідного вала 3. Помножимо обидві частини рівняння (23) на  $dt$  і проінтегруємо отримане диференціальне рівняння. Згідно (23), у проміжку  $0 < \varphi_1 < \pi$   $\omega_{\varphi_{32}} > 0$ . Отже, у цьому проміжку  $d\varphi_{32}/d\varphi_1 > 0$ , а функція  $\varphi_{32}=\varphi_{32}(\varphi_1)$  монотонно зростає. Таким чином, при  $\varphi_1=0$  маємо  $\varphi_{32} = -\alpha$  (нижні межі інтегрування). Інтегруючи, запишемо:

$$\int_{-\alpha}^{\varphi_{32}} d\varphi_{32} = \int_0^{\varphi_1} \frac{\sin \alpha \sin \varphi_1}{\sqrt{1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1}} d\varphi_1. \quad (33)$$

Для знаходження первісної функції, яка знаходиться під знаком інтеграла в правій частині рівняння (33), скористаємося підстановкою:  $u = \sin \alpha \cos \varphi_1$ ;  $du = -\sin \alpha \sin \varphi_1 d\varphi_1$ . В результаті, враховуючи знак  $du$ , отримуємо [17]:

$$\int \frac{du}{\sqrt{1-u^2}} = -\arccos u + c, \quad (34)$$

де  $c$  – постійна інтегрування.

Повертаючись до змінної  $\varphi_1$ , одержимо:

$$\begin{aligned} \varphi_{32} + \alpha &= \arccos(\sin \alpha \cos \varphi_1) \Big|_0^{\varphi_1} = \\ &= \arccos(\sin \alpha \cos \varphi_1) - \\ &- \arccos\left(\cos\left(\frac{\pi}{2} - \alpha\right)\right) = \\ &= \arccos(\sin \alpha \cos \varphi_1) - \left(\frac{\pi}{2} - \alpha\right). \end{aligned} \quad (35)$$

Отже, залежність  $\varphi_{32}=\varphi_{32}(\varphi_1)$  має вигляд:

$$\begin{aligned} \varphi_{32} &= -\frac{\pi}{2} + \arccos(\sin \alpha \cos \varphi_1) = \\ &= -\arcsin(\sin \alpha \cos \varphi_1). \end{aligned} \quad (36)$$

На рис. 4 показані графіки залежностей  $\varphi_{21}=\varphi_{21}(\varphi_1)$  і  $\varphi_{32}=\varphi_{32}(\varphi_1)$  для двох значень міжосьового кута передачі:  $\alpha=30^\circ$  і  $\alpha=60^\circ$ .

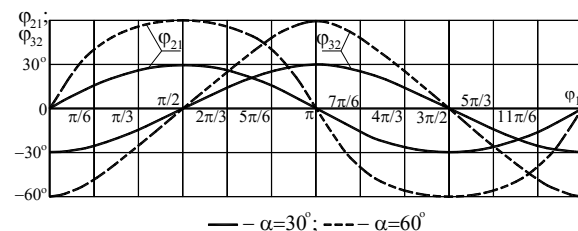


Рис. 4. Графіки залежностей  $\varphi_{21}=\varphi_{21}(\varphi_1)$  і  $\varphi_{32}=\varphi_{32}(\varphi_1)$

Як впливає з порівняння залежностей (31) і (36) та графіків на рис. 4, при невеликих кутах  $\alpha$ , які складають область практичного застосування одинарного шарніра Гука, визначальна відмінність функцій  $\varphi_{21}=\varphi_{21}(\varphi_1)$  і  $\varphi_{32}=\varphi_{32}(\varphi_1)$  полягає лише в зміщенні другого

графіка відносно першого на кут  $\pi/2$  уздовж осі  $\varphi_1$ .

Для визначення кутового прискорення хрестовини скористаємося теоремою про додавання кутових прискорень твердого тіла, яке обертається навколо двох непаралельних осей [18]. Вважатимемо, що складний обертальний рух хрестовини складається з її переносного руху з кутовою швидкістю  $\bar{\omega}_1$  і відносного руху з кутовою швидкістю  $\bar{\omega}_{21}$ . В цьому разі вектор  $\bar{\varepsilon}_2$  абсолютного кутового прискорення хрестовини 2 дорівнює геометричній сумі її переносного, відносного і поворотного прискорень. Остання складова прискорення хрестовини (вектор поворотного прискорення) дорівнює векторному добутку вектора кутової швидкості її переносного обертального руху на вектор кутової швидкості її відносного обертального руху. Таким чином:

$$\bar{\varepsilon}_2 = \bar{\varepsilon}_1 + \bar{\varepsilon}_{21} + (\bar{\omega}_1 \times \bar{\omega}_{21}), \quad (37)$$

де  $\bar{\varepsilon}_1$  – вектор переносного кутового прискорення хрестовини 2 (іншими словами – вектор кутового прискорення карданної вилки вхідного вала). За умови постійної кутової швидкості вхідної ланки 1 ( $\bar{\omega}_1 = \text{const}$ )  $\bar{\varepsilon}_1 = 0$ ;  $\bar{\varepsilon}_{21}$  – вектор відносного кутового прискорення хрестовини 2 відносно карданної вилки вхідного вала.

Знайдемо величину кутового прискорення хрестовини 2 відносно карданної вилки вхідного вала  $\varepsilon_{21}$ . Враховуючи (15), отримаємо:

$$\varepsilon_{21} = \frac{d\omega_{21}}{dt} = -\omega_1^2 \cos \alpha \sin \alpha \sin \varphi_1 \times \frac{1 + \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1}{(1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1)^2}. \quad (38)$$

Визначимо величину вектора абсолютного кутового прискорення хрестовини. Оскільки  $\bar{\varepsilon}_1 = 0$ ;  $\bar{\omega}_1 \perp \bar{\omega}_{21}$ ;  $\bar{\varepsilon}_{21} \perp (\bar{\omega}_1 \times \bar{\omega}_{21})$ , то, враховуючи (15), (37) і (38), отримаємо після перетворень:

$$\varepsilon_2 = \sqrt{\varepsilon_{21}^2 + \omega_1^2 \omega_{21}^2} = \frac{\omega_1^2 \cos \alpha \sin \alpha}{(1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1)^2} \times [1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1 (2 \cos 2\varphi_1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi_1)]^{\frac{1}{2}}. \quad (39)$$

Аналіз виразу (39) показує, що кутове прискорення хрестовини є періодичною, з періодом  $\pi$ , функцією кута повороту вхідної ланки  $\varphi_1$ . Таким чином, при роботі шарніра Гука хрестовина створює незначні періодичні динамічні навантаження, що слід враховувати при точних розрахунках високошвидкісних карданних передач.

## Висновки

Проведений кінематичний аналіз універсального шарніра Гука дозволив виявити й усунути неоднозначності у визначенні відносної кутової швидкості елементів кінематичних пар хрестовини й карданної вилки вихідного вала.

Отримані функціональні залежності відносних кутів повороту ланок у кінематичних парах хрестовини і карданних вилок.

При невеликих кутах  $\alpha$ , які складають область практичного застосування одинарного шарніра Гука, різницею в амплітудах функцій  $\omega_{21} = \omega_{21}(\varphi_1)$  і  $\omega_{32} = \omega_{32}(\varphi_1)$  можна знехтувати, а визначальна відмінність функцій  $\varphi_{21} = \varphi_{21}(\varphi_1)$  і  $\varphi_{32} = \varphi_{32}(\varphi_1)$  полягає лише в зміщенні другого графіка відносно першого на кут  $\pi/2$  вздовж осі  $\varphi_1$ .

Визначено кутове прискорення хрестовини в її абсолютному та відносному рухах. Показано, що кутове прискорення хрестовини є періодичною функцією кута повороту вхідної ланки. При роботі шарніра хрестовина створює незначні періодичні динамічні навантаження, що слід враховувати при точних розрахунках високошвидкісних карданних передач.

## Конфлікт інтересів

Автори заявляють, що немає конфлікту інтересів щодо публікації цієї статті.

## Література

1. Florian Ion Tiberiu Petrescu, Rely Victoria Virgil Petrescu. (2019). The structure, geometry and kinematic of a universal joint. Independent Journal of Management and Production. V. 10, n. 8 Special Edition, pp. 1713-1724.
2. Фролов, К. В. Попов, С. А., Мусатов, А. К., Тимофеев, Г. А., Никоноров, В. А. (2004). Теория механизмов и машин. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 664 с. Frolov, K. V. Popov, S. A., Musatov, A. K., Timofeev, G. A., Nikonorov, V. A. Teoriya mehanizmov i mashin. [Theory Mechanism and Machines]. M.: MG TU im. N. E. Bauman, 664 s.

3. Заблонский, К. И., Белоконев, И. М., Щекин, В. М. (1989). Теория механизмов и машин: Киев: Высшая школа, 376 с. Zablonskiy, K. I., Belokonev, I. M., Schekin, V. M. Teoriya mehanizmov i mashin. [Theory Mechanism and Machines]. Kiev: Vysshaya shkola, 376 s.
4. Кожевников, С. Н., Перфильев, П. Д. (1978). Карданные передачи. Киев: Техника, 263 с. Kozhevnikov, S. N., Perfiliev, P. D. (1978). Kardannye peredachi. [Cardan transmissions]. Kiev: Tehnika, 263 s.
5. Gang Wang, Zhaohui Qi. (2018). Approximate determination of the joint reaction forces in the drive system with double universal joints. Journal of Mechanical Engineering and Science, Vol. 232(7) pp. 1191-1207.
6. Alfayo A. Alugongo. (2018) Parametric Vibration of a Cardan Shaft and Sensitivity Analysis. Proceedings of the World Congress on Engineering and Computer Science. Vol II WCECS 2018, October 23-25, 2018, San Francisco, USA.
7. Yuanfeng Xia, Jian Pang, Liang Yang, Qin Zhao and Xianwu Yang. (2019). Nonlinear numerical and experimental study on the second-order torsional and lateral vibration of driveline system connected by cardan joint. Journal of Vibration and Control, 26(7-8), pp 540-551.
8. Reza Golafshan, Catalin Dascalu, Georg Jacobs, David Roth, Joerg Berroth, Stephan Neumann. (2021). Damage Diagnosis of Cardan Shafts in Mobile Mining Machines using Vibration Analysis. 19th Drive Train Technology Conference (ATK 2021). IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering, 1097 (2021) 012019.
9. Changlin Feng, Deshi Wang and Yongyong Zhu. (2012). Analysis of moment transmitted by universal joint in varying operating condition. Advanced Engineering Forum, Vols. 2-3, pp. 999-1003.
10. Slaviša Šalinić, Aleksandar Vranić, Nikola D. Nesic, Aleksandar M. Tomović. (2017). On the Torque Transmission by a Cardan-Hooke Joint. FME Transaction, 45(1), pp 117-121.
11. Bulut, G., Porlar, Z. (2011). Dynamic stability of a shaft system connected through a Hooke's joint Mechanism and Machines Theory. V.46, №11, P. 1689-1695.
12. Rakić, B., et al. (2013) The influence of variation in position of output shaft to load on the Cardan joint cross shaft. Mobility & Vehicle Mechanics, Vol. 39, No. 1, pp. 53-64.
13. Farzad Vesal, Mohammad Kashfi, Mohammad Ali Rezvani. (2012). Dynamics of universal joints, its failures and some propositions for practically improving its performance and life expectancy. Journal of Mechanical Science and Technology. August 2012, 26(8) pp. 2439-2449.
14. Aleksandar Asonja, Eleonora Desnica. (2015). Reliability of agriculture universal joint shafts based on temperature measuring in universal joint bearing assemblies. Spanish Journal of Agricultural Research, 13(1), e02-001, 8 pages.
15. Малаховский, Я. Э., Лапин, А. А. (1962). Карданные передачи. М.: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 154 с. Malahovskiy, Ya. E., Lapin, A. A. (1962). Kardannye peredachi. [Cardan transmissions]. M.: Gosudarstvennoe nauchno-tehnicheskoe izdatelstvo mashinostroitelnoy literatury, 154 s.
16. Гришкевич, А. И. (1984). Проектирование трансмиссий автомобилей. Справочник М.: Машиностроение, 272 с. Grishkevich, A. I. (1984). Proektirovanie transmissiy avtomobiley. [Vehicle transmission design]. Spravochnik. M.: Mashinostroenie, 272 s.
17. Бронштейн, И. Н. Семендяев, К. А. (1965). Справочник по математике. М.: Наука, 608 с. Bronshteyn, I. N. Semendyaev, K. A. (1965). Spravochnik po matematike. [Handbook of Mathematics]. M.: Nauka, 608 s.
18. Тарг, С. М. (2010). Краткий курс теоретической механики. М.: Высшая школа, 416 с. Targ, S. M. (2010). Kratkiy kurs teoreticheskoy mehaniki. [Short Course of Theoretical Mechanics]. M.: Vysshaya shkola, 416 s.

**Подригало Михайло Абович<sup>1</sup>**, д.т.н., професор, завідувач кафедри технології машинобудування та ремонту машин, тел. +380503011658, [pmikhab@gmail.com](mailto:pmikhab@gmail.com).

ORCID: 0000-0002-1624-5219

**Перегон Володимир Андрійович<sup>1</sup>**, к.т.н., проф. кафедри деталей машин і теорії механізмів і машин, тел. +380577073710.

**Бобошко Олександр Андрійович<sup>1</sup>**, д.т.н. проф. кафедри деталей машин і теорії механізмів і машин, тел. +380506344821,

ORCID: 0000-0003-1257-1954.

**Богдан Дмитро Іванович<sup>1</sup>**, к.т.н., доц. кафедри деталей машин і теорії механізмів і машин, тел. +38099 334 3000, [phd.bogdan@gmail.com](mailto:phd.bogdan@gmail.com),

ORCID: 0000-0001-5345-694X.

**Коряк Олександр Олександрович<sup>1</sup>**, к.т.н., доц. кафедри деталей машин і теорії механізмів і машин, тел. +380957239067, [alexanderalexkor@gmail.com](mailto:alexanderalexkor@gmail.com),

ORCID: 0000-0001-9119-0660.

<sup>1</sup>Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 61002, Україна, м. Харків, вул. Ярослава Мудрого, 25.

#### **Kinematics of Hooke's Joint**

**Abstract. Problem.** An analysis of the literature has shown that some issues of the kinematics and dynamics of the Hooke's joint are not fully covered. In particular, this applies to the determination of the kinematic characteristics of the relative movements of the links in the movable joints of the crosspieces and cardan yokes, as well as the acceleration of the

crosspiece in the study of the hinge. These kinematic characteristics are the basis for dynamic analysis of the cardan transmission; they are used at research of operation of the bearings of a cardan joint cross; they are necessary to determine the energy expended to overcome the forces of friction in these kinematic pairs; they form the basis for evaluating transmission efficiency. **Goal.** The goal of this work is to determine the kinematic characteristics of the cross in its absolute and relative motions. **Methodology.** The research is based on the graphical and analytical method of kinematic analysis of spherical motion of a rigid body. At the initial stage, the calculated dependences for determining the angular velocity of the cross in its absolute and relative motions were obtained. The relative angles of rotation of the links in the movable joints of the crosspiece and cardan yokes were determined by integrating the corresponding differential equations. To determine the angular acceleration of the crosspiece, the theorem on the addition of angular accelerations of a rigid body rotating around two non-parallel axes was used. **Results.** The study of the kinematics of the cardan joint made it possible to identify and eliminate ambiguities in determining the relative angular velocities of the elements of the kinematic pairs of the cross and cardan yokes. Functional dependences for determination of angular acceleration of a crosspiece in absolute and relative movements, and also relative angles of rotation of links in kinematic pairs of a crosspiece and cardan yokes were received. It was shown that the angular acceleration of the crosspiece is a periodic function of the angle of rotation of the input link. During the operation of the hinge, the crosspiece creates insignificant periodic dynamic loads, which should be taken into account in accurate calculations of high-speed cardan transmissions. **Practical value.**

The work is devoted to the study of the kinematics of the asynchronous hinge, which is the foundation for its dynamic analysis and ultimately aimed at improving the output performance of the cardan transmission. The research method combines mathematical calculations with simplicity and clarity of graphic constructions, which contributes to a deeper understanding of the kinematic features of a hinge of uneven angular velocities. The obtained results can be used in the design and study of motor-transmission units, which include the Hooke's joint.

**Key words:** Hooke's joint, crosspiece, cardan yoke, angular velocity, spherical motion.

**Podrigalo Mikhail**<sup>1</sup> professor, Doct. of Science, Head of Department Engineering Technology and Machine Repair, tel. +380503011658, [pmikhab@gmail.com](mailto:pmikhab@gmail.com), ORCID: 0000-0002-1624-5219.

**Peregón Volodymyr**<sup>1</sup> professor, Machine Parts and Theory of Mechanisms and Machines Department, tel. +380577073710

**Boboshko Oleksandr**<sup>1</sup>, professor, Doct. of Science, Machine Parts and Theory of Mechanisms and Machines Department, tel. +380506344821, ORCID: [0000-0003-1257-1954](https://orcid.org/0000-0003-1257-1954).

**Bogdan Dmitriy**<sup>1</sup>, Ph.D., Assoc. Prof. Machine Parts and Theory of Mechanisms and Machines Department, tel. +38099 334 3000, [phd.bogdan@gmail.com](mailto:phd.bogdan@gmail.com), ORCID: 0000-0001-5345-694X.

**Koriak Oleksandr**<sup>1</sup>, Ph.D., Assoc. Prof. Machine Parts and Theory of Mechanisms and Machines Department, tel. +380957239067, [alexanderalexkor@gmail.com](mailto:alexanderalexkor@gmail.com), ORCID: 0000-0001-9119-0660.

<sup>1</sup>Kharkov National Automobile and Highway University, 25, Yaroslava Mudrogo str., Kharkiv, 61002, Ukraine.



УДК 658.78

DOI: 10.30977/VEIT.2022.21.0.02

## Особливості логістичного управління складською системою підприємства експрес-доставки

Птиця Н. В.<sup>1</sup>, Ковцур К. Г.<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Харківський національний автомобільно-дорожній університет

**Анотація.** Механізм роботи експрес-доставки забезпечує безперебійність логістичного обслуговування споживачів, що у сучасних ринкових умовах повинно забезпечуватись ефективною роботою складу. Незважаючи на існування різних методів та систем для оптимізації складського процесу, особливості функціонування складу на підприємствах експрес-доставки є не повністю вивченими. Проаналізовані параметри роботи складу відображають об'ємно-масові характеристики, що дозволяють оцінити ефективність роботи складу по відношенню до використання його корисної площі, пропускну спроможність та потужність. Запропоновані параметри роботи складу, враховують особливості логістичного управління системи експрес-доставки.

**Ключові слова:** логістичне управління; доставка; складська система; експрес-доставка, фізичний розподіл.

### Вступ

Служби доставки всіх країн світу сьогодні існують у швидкоплинному конкурентному середовищі. Ефективність доставки та поштових відправлень наразі є необхідною умовою, без якої неможливі нормальний обіг товарів та послуг, а також життєдіяльність людини на сучасному етапі розвитку суспільства.

Доставка є з'єднуючою ланкою між виробництвом й споживанням товарів та послуг, обслуговуючи і виробників, і споживачів, та активно впливаючи на управління та розвиток бізнесу й підвищення добробуту суспільства. Це спонукає підприємства експрес-доставки та поштових операторів, які надають логістичні послуги, до постійного удосконалення, впровадження новітніх методів та технологій при у своїй діяльності. Застосування логістичного управління до складських процесів наразі стає запорукою забезпечення нового потенціалу та можливостей для підприємств, що займаються експрес-доставкою та надають послуги доставки поштових відправлень за рахунок оптимізації параметрів роботи складу.

### Аналіз публікацій

Розвитком теоретичних та практичних підходів до застосування інструментарію логістики з метою підвищення ефективності діяльності складської системи займалися такі науковці, як: Richards G., Сергеев В.І., Шрайбфедер Д., Гаджинський А.М., Кристофер М., Крикавський Є.В. та інші. Конкретизувавши позицію авторів можна стверджувати, що склад виступає базовою ланкою логістичної системи розподілу, елементом її інтеграційної складової, формує матеріальні потоки, що визначає якісні та кількісні показники на шляху до споживача [1–4].

В [1, 3] стверджується що визначальний вплив складу поширюється на всю систему руху матеріалопотоку, сприяє раціоналізації процесів розподілу та завантаженості виробничих потужностей, підвищенню ритмічності та планомірності внутрішніх та загально-системних процесів. Розвиток складських технологій в теперішній час рухається у напрямку застосування логістики, цей напрямок передбачає наскрізну оптимізацію процесів. Так, авторами в [2, 5, 6] вказується, що якість та безперебійність логістичного об-

слуговування споживачів у сучасних ринкових умовах повинна забезпечуватись ефективною роботою складу. Це пояснюється тим, що більшість видів господарської діяльності невідривно пов'язані з утворенням запасів.

Автори роботи [7] при проектуванні руху матеріалопотоку розглядають склад, як елемент системи вищого рівня – логістичного ланцюга, який формує основні та технічні вимоги до складської логістичної підсистеми, встановлює цілі та критерії її оптимального функціонування.

В статті [8], при розгляді ланцюга постачань, вказується необхідність застосування системи SCM до управління усіма потоковими технологічними процесами та видами робіт на складі. У якості ефекту від застосування системи SCM відзначається підвищення обсягів переробки вантажів.

В роботі [9] частково розглядаються параметри оцінки роботи складського комплексу, та наголошується, що загальна концепція вирішення питання організації складської системи, у першу чергу, має бути економічною.

У дослідженні [10] у якості перспективного рішення для управління зростаючою складністю та обсягом логістичних операцій у ланцюгу постачань пропонується використання «Smart Logistics», що надасть змогу системно оптимізувати роботу усієї логістичної мережі. В роботі [11] стверджується, що склад є ключовим компонентом у LSCM, та пропонується застосовувати систему «Smart warehousing» до процесу управління.

Незважаючи на існування різних методів та систем для оптимізації складського процесу – сучасний процес складування не можна назвати ідеальним. Нижче наведено основні проблеми сучасних складів що виділяються різними дослідниками [1–11]:

- обсяг складських ресурсів дуже великий, а управління ними бажає кращого: рівень інновацій складів залишається досить низьким, що підвищує вартість товарно-матеріальних запасів та негативно позначається на ефективності логістичного процесу загалом;
- підприємства не приділяють достатньої уваги управлінню складським процесом. Більшість керівників не бачить, що вдосконалення складського процесу принесе прямі економічні вигоди та допоможе покращити результативність всього підприємства в цілому, тому підприємства не вкладають кошти в інноваційні технології для підвищення ефективності складського процесу;

- неоптимізований складський процес викликає непотрібні трудовитрати та неправильне використання складських ресурсів (площ та стелажів). В результаті підприємства стикаються із проблемою складського простору, та ефективного розподілу запасів, які надходять;
- особливою проблемою у складському процесі є пошук та комплектація замовлень, як найбільш трудомісткі операції. Ситуація з пошуком та комплектацією замовлень ускладнюється тим, що дані операції за рідкісним винятком виконуються у ручну.

### Мета та постановка задачі

Підвищення ефективності функціонування складської системи підприємств експрес-доставки за рахунок раціоналізації параметрів роботи складу на основі застосування логістичного управління до складських процесів.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі: проаналізувати особливості функціонування підприємств експрес-доставки; проаналізувати параметри роботи складу; розглянути підходи до управління складською системою; визначити параметри роботи складу, що враховують особливості логістичного управління підприємств експрес-доставки.

### Особливості функціонування підприємств експрес-доставки

Сьогодні питання доставки вантажів будь-яких розмірів, пошти, пакетів із діловими паперами та товарів як по території України, так і за її межами не стоїть так гостро. Чим ширший перелік сервіс-послуг, тим легше долати багато завдань, які ставить перед людиною життя. Вантажоперевезеннями, які здійснюють авіакомпанії, автотранспортні підприємства та залізниця, можуть скористатися як приватні особи так і малий та великий бізнес. Швидка доставка вантажів сприяє тісній співпраці виробників та ділових партнерів.

Сучасні перевезення вантажів вийшли на високий рівень обслуговування клієнтів. У їх переліку послуг включені найпопулярніші види послуг. Експрес-доставка максимально скорочує час між відправкою та отриманням посилки. Кур'єрська служба забезпечує доставку її одержувачу. Широкою популярністю транспортування вантажів користується у споживачів, які купують товари у інтернет-магазинах, а також у підприємств для перевезення малогабаритних виробів. Через низь-

ку швидкість доставки та низьку якість обслуговування все менше і менше людей довіряють доставку звичайній пошті. Тому, виходячи з економії часу, перевага надається кур'єрським службам завдяки швидкій доставці та широкій мережі пунктів отримання посылки. Зазвичай експрес-пошта здійснює доставку «до дверей»: документацію та кореспонденцію в офіс або замовлений товар безпосередньо до квартири клієнта.

Прагнення вдосконалення технологій та ефективності у сфері логістики призвело до зростання інвестицій в основний капітал сфери розподілу, а також зміни структури та локалізації об'єктів логістики. В даний час спостерігається також тенденція вертикального інтегрування в даній сфері, тому все важче провести кордон між виробниками і реалізаторами транспортної продукції.

На думку фахівців, застосування логістичного управління саме до складу та запасів дозволяє скоротити їх рівень витрат на 30 % [1, 3]. Отже, ефективна політика управління складською системою на підприємствах експрес-доставки, сприяє підвищенню якості логістичного обслуговування та підвищенню їх конкурентоспроможності на ринку.

Служби експедиторської доставки можна порівняти з логістичними провайдером, які надають послуги з аутсорсінгу, PL-провайдера, яка бере на себе функції виконання логістичних операцій, та виконують роль посередників між усіма учасниками. Це є комплексне надання послуг одразу за декількома напрямками. Саме така схема роботи українських експедиторських компаній є сьогодні однією із затребуваних. Перехід на більш якісний рівень забезпечив появу 3PL, тобто аутсорсингових компаній, які пропонують комплексну послугу з доставки вантажу за принципом «від дверей до дверей», виконуючи при цьому всі необхідні операції.

Механізм роботи експрес-доставки забезпечує, що при зверненні до логістичного посередника певного виду клієнт отримує комплексну послугу. Відмінною особливістю механізму є робота складської системи, оскільки предметом роботи підприємств експрес-доставки є не товар, а послуга.

Діяльність підприємств експрес-доставки не пов'язані з виробництвом продукції, але переміщення матеріальних потоків у логістичному ланцюзі неможливо без їх концентрації у певних місцях, для зберігання яких призначені відповідні склади. У зв'язку з цим

проблеми, пов'язані з функціонуванням складів, мають значний вплив на раціоналізацію руху матеріальних потоків у логістичному ланцюгу, використання транспортних засобів та витрат обігу.

Коли вантаж надходить на склад, співробітники складують, упаковують, завантажують у машину для відправлення до міста призначення. У потрібному відділенні вантаж вивантажується на складі і залишається там, поки клієнт не прийде за ним. Великі оператори доставки надають послугу «збірного перевезення» (користуються інтернет-магазини) вантаж може зберігатися на складі три робочі дні з моменту прибуття, з подальшим комплектуванням повної партії. Також існує послуга «доставка до мережових магазинів», згідно якої вантаж може зберігатися на складі 5 робочих днів з моменту прибуття. Варто зазначити, якщо одержувач не встигає забрати відправлення протягом цього часу, то включається послуга «наднормативне зберігання», яке оплачується згідно тарифам оператора.

Процес доставки не може протікати за умов ринкової ізоляції. Рішення, що приймаються керуючим виробництвом, залежать від стану системи фізичного розподілу, яка є сполучною ланкою між споживанням і виробництвом. Від її стану залежить, наскільки успішно підприємство зможе підтримувати баланс між виробництвом та реалізацією продукції на ринку.

Нестабільне, не скоординоване розміщення замовлень, опосередкованих системою фізичного розподілу, викликає небажані витрати у процесі руху матеріалопотоку. Тому деякі компанії беруть за правило підтримувати рівень складських запасів відповідно до поточного рівня реалізації. Це досить затратно, особливо для тих підприємств, рівень попиту на продукцію яких має короткострокові коливання.

Система логістики може, також, викликати додаткове навантаження, у разі, якщо підприємство має нецентралізовану складську систему, тому що зростає загальний обсяг замовлень, що накопичуються на кожному оновленому складі [1, 3-5].

Виникнення транспортних запасів є наслідком дискретності різних видів транспорту. Доставка вантажів, а також їх вивіз, здійснюється в дискретні моменти часу, а їх споживання в процесі основного виробничого процесу здійснюється безперервно. Внаслідок цього в проміжку часу між двома черговими

поставками доставлений вантаж повинен зберігатися у вигляді запасу, очікуючи подальшого споживання.

Транспортний запас є вимушеним та обумовлюється необхідністю пошуку компромісу між невеликими запасами та великими транспортними витратами. Вирішується ця проблема шляхом визначення оптимального розміру замовлення [1, 3-7].

### **Склад у логістичній системі експрес-доставки**

Сучасні потреби ринку характеризують склад як складну технічну будівлю, що складається з багатьох взаємопов'язаних елементів, має певну структуру і виконує функції з перетворення матеріальних потоків, а також накопичення, переробки та перерозподілу вантажопотоків між споживачами.

Наявність великої кількості різноманітних параметрів, різних технологічних і об'ємно-планувальних рішень, конструкцій обладнання та характеристик номенклатури вантажів, що переробляються на складах, відносить їх до складних систем. Позиція складу, як елементу логістичної системи, зобов'язує його підлаштовувати усі показники та параметри роботи під головну мету системи [2, 3, 7]. Склад повинен розглядатися не ізольовано, а як інтегрована складова частина логістичної системи. Такий підхід дозволить забезпечити успішне виконання основних функцій складу та досягнення високого рівня його рентабельності.

На підприємствах експрес-доставки в кожному окремому випадку, для конкретного складу, параметри складської системи значно відрізняються один від одного, так само як її елементи і сама структура, заснована на взаємозв'язку цих елементів. При організації роботи складської системи завжди потрібно керуватися індивідуальним рішенням з урахуванням всіх факторів, що впливають на роботу системи. Передумовою цього є чітке визначення функціональних завдань складу і ґрунтовний аналіз методів переробки вантажу як усередині, так і поза складом. Будь-які витрати та рішення повинні бути економічно виправданими, тобто впровадження будь-якого технологічного та технічного нововведення, пов'язане з капіталовкладеннями, має виходити з його раціональної доцільності.

Конкретизувавши позицію багатьох науковців з даної теми можна стверджувати, що склад виступає базовою ланкою логістичної системи розподілу, елементом її інтеграцій-

ної складової, формує матеріальні потоки, що визначає якісні та кількісні показники на шляху до споживача. Його визначальний вплив поширюється на всю систему руху матеріалопотоку, сприяє раціоналізації процесів розподілу та завантаженості виробничих потужностей, підвищенню ритмічності та плановірності внутрішніх та загальносистемних процесів. Безперебійність логістичного обслуговування споживачів у сучасних ринкових умовах повинна забезпечуватись ефективною роботою складу.

Роль, яка відводиться складуванню, у логістиці неоднозначна. З одного боку загальною тенденцією наразі є максимальне скорочення складських запасів. З іншого боку, уникнути створення складських запасів взагалі, здебільшого, не вдається [3, 4, 7]. Тому у логістичному менеджменті, як правило, складування продукції в логістичному розподільчому центрі здійснюється в тому випадку, якщо воно дозволяє знизити витрати, або покращити якість логістичного сервісу.

Розподільчі склади у експрес-доставці, основне призначення яких – перетворення виробничого асортименту на торговельний, а також на безперебійну систему різних споживачів, включаючи приватну мережу, які становлять найбільш численну та різноманітну групу. Розподільчі центри в різних регіонах збуту займаються обробкою тарних та штучних вантажів однорідної номенклатури зі швидкою оборотністю, що реалізуються великими партіями, що дає можливість здійснювати автоматизовану та висококомунізовану обробку вантажу. Це найпоширеніша категорія складів розподільчої логістики, щодо яких можна порушувати питання доцільності автоматизованої обробки вантажу.

Вирівнювання інтенсивності матеріальних потоків є одним з підходів до управління складуванням. Воно передбачає, що склад повинен бути не просто буфером між постачальником і споживачем, а й гнучко реагувати на зміни попиту шляхом управління розмірами партії поставки. Інтенсивність матеріального потоку встановлюється споживачем, тобто кожною наступною ланкою логістичної системи. Точність управління ускладнюється невизначеністю попиту кінцевого споживача на послуги доставки.

Наступним підходом до управління є перетворення складом асортименту матеріального потоку відповідно до попиту. Що означає створення необхідного асортименту до виконання замовлень клієнтів. Особливого

значення даний підхід набуває саме у розподільчій логістиці, де товарний асортимент включає величезний перелік товарів різних виробників, що відрізняються за функціями, розміром, формою і т. д. Створення потрібного асортименту на складі дозволяє ефективно виконувати замовлення споживачів та здійснювати більш приватні постачання в обсязі, необхідному клієнту.

Складську систему розподільчого центру підприємств з доставки відрізняється від звичайного накопичувального складу те, що у процесі, що розглядається важливою умовою є найшвидша доставка відправлення до кінцевого пункту призначення, тому у даній ситуації тривалість всіх операцій з вантажем на розподільчому центрі повинна бути мінімальною [3, 4, 6, 7].

### Визначення параметрів роботи складу

До показників, які оцінюють інтенсивність роботи складу відноситься коефіцієнт оборотності товарів, цей показник визначається відношенням витрат товару на складі за календарний період, що розглядається до сумарного залишок товарів на складі на початок відповідно передостаннього облікового та останнього місяця [12, 13]. Коефіцієнт оборотності товарів завжди має бути більше одиниці. Коефіцієнт нерівномірності надходження вантажів на склад (вибуття зі складу) визначається відношенням максимального надходження (вибуття) вантажу у тоннах за певний період до середнього значення надходження (вибуття). Нерівномірність надходження вантажів чинить суттєвий вплив на розміри приймальних майданчиків та на характер роботи підйомно-транспортних механізмів. Розмір коефіцієнта нерівномірності надходження вантажів характеризує стан дефіцитності товарів, частоти завезення, кількості одночасно прийнятих та відвантажених груп товарів.

Важливими також при оцінці роботи складу є показники ефективності використання складських площ та об'ємів. Параметри даної групи дозволяють визначити, наскільки ефективно використовується складський простір при застосуванні конкретних видів складського обладнання [4, 7, 13]. До основних параметрів, що характеризує ефективність використання складських площ та обсягів, належать:

- проектна потужність складу, тобто максимальний вантажообіг складу, що виконується за передовою технологією і з ви-

користанням найбільш продуктивного обладнання;

- вантажонапруженість корисної площі складу це питомий показник, який характеризує вантажообіг, що припадає на 1 м<sup>2</sup> корисної площі складу протягом розрахункового періоду [1, 4, 13];
- питома середня навантаженість на 1 м<sup>2</sup> корисної площі показує, скільки вантажу розташовується одночасно кожному квадратному метрі корисної площі складу [1, 4, 6];
- вантажонапруженість 1 м<sup>2</sup> загальної площі складу протягом року [1, 6];
- абсолютний вантажообіг складу визначається як сумарна кількість вантажів різних найменувань, що «пройшли» через склад за визначений інтервал часу, можливо розрахувати окремо для прийнятих та відвантажених вантажів [1, 7, 13];
- відносний вантажообіг складу, це приведений сумарний вантажообіг по кожній номенклатурній позиції складу до фізичного обсягу [1, 3, 4, 7].

Уточнення відносного вантажообігу складу можна здійснювати, вдаючись до хронометражу операцій складської обробки різних товарних позицій та зіставляючи отримані результати між собою.

Представлені параметри роботи складу відображають об'ємно-масові характеристики складу, що дозволяють оцінити ефективність роботи складу по відношенню до використання його корисної площі, пропускну спроможність та потужність. Варто відзначити, що особливо важливими дані параметри є на стадії проектування.

Складська система підприємства експрес-доставки відрізняється від звичайного накопичувального складу тим, що у процесі, що розглядається важливою умовою є найшвидша доставка відправлення до кінцевого пункту призначення, тому у даній ситуації тривалість всіх операцій з вантажем на складському комплексі повинна бути мінімальною [12, 13]. Виходячи з цього у якості інтегрального критерію ефективності можна представити витрати на зберігання вантажів на складі:

$$B_{36} = Q_t \cdot T_{об} \cdot C_{36} \rightarrow \min, \quad (1)$$

де  $B_{36}$  – витрати на зберігання вантажів, т;

$Q_T$  – обсяг вантажу на складі, т;  $T_{об}$  – час обігу вантажів на складі, діб;  $C_{зб}$  – собівартість зберігання 1 тони вантажу, грн./год.

Час обігу вантажів на складі показує тривалість періоду часу, протягом якого реалізується запас, тобто перебування вантажів у сфері обігу складу:

$$T_{об} = \frac{t}{I_c}, \quad (2)$$

де  $t$  – кількість днів у періоді, діб;  $I_c$  – середній інтервал часу між двома послідовними поставками, год.

Інтервали між надходженням вантажів кожного виду встановлюються на основі фактичних даних, які формуються виходячи з об'єму та кількості вантажу:

$$I_c = \frac{\bar{g} \cdot T_n}{G_{cp}}, \quad (3)$$

де  $\bar{g}$  – середній розмір одного відправлення, т;  $T_n$  – періодичність надходження вантажів, год;  $G_{cp}$  – середній рівень вантажів на складі, т.

Періодичність поповнення вантажів, як параметр можна визначити по формулі:

$$T_n = \frac{g_{opt}}{r}, \quad (4)$$

де  $g_{opt}$  – оптимальний розмір одного відправлення зі складу, т;  $r$  – середньодобові витрати на зберігання вантажів, т/добу;

$$g_{opt} = \sqrt{\frac{2 \cdot C_3 \cdot r}{C'_{зб}}}, \quad (5)$$

де  $C_3$  – питомі витрати на поповнення вантажів, грн./од.;  $C'_{зб}$  – питомі витрати на зберігання відправлень, грн./т·добу.

Всі аналітичні компоненти враховують особливості функціонування складської системи підприємств експрес-доставки. Проаналізувавши які стає можливо визначити змінні та постійні фактори, що імовірно впливають на ефективність функціонування складської системи.

## Висновки

На підставі проведеного аналізу функціонування складської системи підприємств експрес-доставки та параметрів її роботи вста-

новлено, що підходи до управління складуванням носять певною мірою абстрактний характер, та не враховують дію багатьох реальних чинників. Зокрема, не враховується вплив таких важливих чинників, як: класифікаційні характеристики та особливості матеріалопотоку, часові та об'ємні характеристики попиту на послугу доставки.

Особливістю логістичної системи підприємства експрес-доставки є те, що основною функцією складу є перерозподіл та консолідація вантажів, тому він повинен розглядатися не відокремлено, а як частина логістичної системи, керуючись головною стратегією розвитку. Запропоновані параметри роботи складу, враховують особливості логістичного управління системи експрес-доставки, а саме – показник швидкості обігу вантажів на складі, який впливає на витрати на зберігання вантажів. В результаті аналізу запропонованого критерію ефективності – витрат на зберігання вантажів на складі, визначено основні елементи, які впливають на ефективність функціонування складської системи підприємства експрес-доставки.

## Конфлікт інтересів

Автори заявляють, що немає конфлікту інтересів щодо публікації цієї статті.

## Література

1. Jon Schreibfeder (2010) Achieving Effective Inventory Management. 5 th. ed., Published 2010 by Effective Inventory Management, Inc.
2. Gwynne Richards (2014) Warehouse management: a complete guide to improving efficiency and minimizing costs in the modern warehouse. London: Kogan Page Limited.
3. Літвінова, Я. В. (2018) Удосконалення логістичного управління різними видами транспорту, складуванням та переробкою вантажів у транспортних вузлах: монографія. Дніпро: НГУ. Litvinova, Ya. V. (2018) Udoshkonalennia lohistrychnoho upravlinnia riznyumu vydamy transportu, skladuvanniam ta pererobkoiu vantazhiv u transportnykh vuzlakh: monohrafiia. [Improving the logistics management of various modes of transport, warehousing and processing of goods at transport hubs] - Dnipro: NHU. [in Ukrainian]
4. Нефьодов М. А., Очеретенко С. В. (2013) Логістика. Навчальний посібник. Х.: ХНАДУ. Nefodov M., Ocheretenko S. (2013) Lohistyka. Navchalnyi posibnyk. [Logistics. Tutorial]. Kh.: KhNADU. [in Ukrainian]
5. Yang, L.R. & Chen, J.H. (2012) Information systems utilization to improve distribution center performance: From the perspective of task characteris-

- tics and customers. *Advances in Information Sciences and Service Sciences*, 4(1), 230–238.
6. Запорожченко Т. Г., Писаренко В. В. (2012) Діяльність дистрибутивних центрів та їх роль у сучасній логістичній системі. *Наукові праці Полтавської державної аграрної академії*. 1(4). 131-136. Zaporozhchenko T., Pysarenko V. (2012) Diialnist dystributyvnykh tsestriv ta yikh rol u suchasni lohistychnii systemi. [Activities of distribution centers and their role in the modern logistics system]. *Naukovi pratsi Poltavskoi derzhavnoi ahrarnoi akademii*. 1(4). 131-136. [in Ukrainian]
  7. Bowersox, D. J., Closs, D. J., Cooper, M., Bowersox, J. (2013) *Supply Chain Logistics Management* (4th ed.). New York: McGraw-Hill.
  8. Овчаренко Г. С., Рудківський О. А. (2011) Управління ланцюгами постачання підприємства на основі системи SCM. *Вісник Хмельницького національного університету*. 3(1). 138-142. Ovcharenko H. S., Rudkivskiy O. A. (2011) Upravlinnia lantsiuhamy postachannia pidpriemstva na osnovi systemy SCM. [Enterprise supply chain management based on SCM system]. *Visnyk Khmelnytskoho natsionalnoho universytetu*. 3(1). 138-142. [in Ukrainian]
  9. Kockelman K., Chen T. D., Larsen K., Nichols B. (2014) *The economics of transportation system: a reference for practitioners*. Austin: University of Texas at Austin.
  10. Feng, B., Ye, Q. (2021) Operations management of smart logistics: A literature review and future research. *Front. Eng. Manag.* 8, 344–355.
  11. Mahroof, K. (2019) A human-centric perspective exploring the readiness towards smart warehousing: The case of a large retail distribution warehouse. *Int. J. Inf. Manag.* 45, 176–190.
  12. Laosirihongthong, T., Adebajo, D., Samaranayake, P., Subramanian, N., and Boonitt S. (2018) Prioritizing warehouse performance measures in contemporary supply chains. *International Journal of Productivity and Performance Management*, 67, 9, 1703–1726.
  13. Staudt F., Di Mascolo M., Alpan G., Carlos M. Rodriguez T. (2014) Warehouse performance measurement: classification and mathematical expressions of indicators. ILS - 5th International Conference in Information Systems, Logistics and Supply Chain, Dinalog BETA TRAIL, Breda, Netherlands, 1-9.

**Птиця Наталія Василівна**<sup>1</sup>, к.т.н., доц. каф. транспортних систем і логістики, тел. +38050-300-3468, e-mail: [nataliya.ptitsa@gmail.com](mailto:nataliya.ptitsa@gmail.com), ORCID: 0000-0002-4559-7651

**Ковцур Катерина Григорівна**<sup>1</sup>, к.т.н., доц., каф. транспортних систем і логістики, тел. +38050-772-1919, e-mail: [kovtsyur@ukr.net](mailto:kovtsyur@ukr.net), ORCID: 0000-0002-0445-5438

<sup>1</sup>Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 61002, Україна, м. Харків,

вул. Ярослава Мудрого, 25.

### Features of logistics management of warehouse system of the express delivery

**Abstract. Problem.** *The efficiency of delivery and postal items is currently a necessary condition without which the normal circulation of goods and services, as well as human life at the present stage of development of society is impossible. Delivery is the link between the production and consumption of goods and services, serving both producers and consumers. The continuity of logistics customer service in today's market conditions must be ensured by the efficient operation of the warehouse. The mechanism of express delivery ensures that when applying to a logistics intermediary of a certain type, the client can count on the provision of a comprehensive service. A distinctive feature of the mechanism is the work of the warehousing system, as the subject of work of express delivery companies is not a product but a service. Despite the existence of various methods and systems for optimizing the warehousing process, the peculiarities of the operation of the warehouse at express delivery enterprises remain insufficiently considered. Goal.* *Improving the efficiency of the warehouse system of express delivery companies by streamlining the parameters of the warehouse based on the application of logistics management to warehousing processes. Methodology.* *The analyzed parameters of the warehouse reflect the volume and mass characteristics that allow to assess the efficiency of the warehouse in relation to the use of its usable area, capacity. Results.* *Based on the analysis of the functioning of the warehouse system, the parameters of the warehouse are set, taking into account the peculiarities of the logistics management of express delivery companies. Originality.* *A model for determining the cost of storage of goods is presented, which takes into account the time of circulation of goods in the warehouse. Practical value.* *The parameters of work of a warehouse are offered, the features of logistic management of system of express delivery are considered. As a result of the analysis of the offered criterion of efficiency – the expenses for storage of cargoes in a warehouse, the basic elements influencing efficiency of functioning of a warehouse system of the enterprises of express delivery are determined.*

**Key words:** *logistics management; delivery; warehouse system; express delivery, physical distribution.*

**Ptytsia Natalia**<sup>1</sup>, PhD. of Engineering, Assoc. Prof. of Transport Systems and Logistics Department, tel. +380503003468, e-mail: [nataliya.ptitsa@gmail.com](mailto:nataliya.ptitsa@gmail.com), ORCID: 0000-0002-4559-7651

**Kovtsyur Kateryna**<sup>1</sup>, PhD. of Engineering, Assoc. Prof. of Transport Systems and Logistics Department, tel. +380507721919, e-mail: [kovtsyur@ukr.net](mailto:kovtsyur@ukr.net), ORCID: 0000-0002-0445-5438

<sup>1</sup>Kharkov National Automobile and Highway University, 25, Yaroslava Mudrogo str., Kharkiv, 61002, Ukraine.

## Аналіз технічної досконалості міських електробусів різних типів

Войтків С. В.<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Науково-технічний центр «Автополіпром»

**Анотація.** Електробуси різних типів набувають все ширшого застосування для перевезень пасажирів на міських маршрутах практично у всіх розвинутих країнах світу. Проте, в нашій державі, їх, бодай, одичне виробництво, відсутнє. Метою роботи являється вибір типу перспективного міського електробуса для вітчизняних умов розвитку економіки на основі аналізу технічних параметрів електробусів різних типів, ескізи проекти яких розроблені на засадах максимальної ідентичності їх конструкцій та економічних параметрів різних систем "тип міського електробуса – необхідна інфраструктура". Розроблено п'ять варіантів ескізних проектів міських електробусів різних типів, запропонована методика та проведено аналіз їх технічної досконалості, на основі якого обґрунтований вибір оптимальних типів для проектування конкурентоспроможних електробусів, найбільш придатних для міських перевезень пасажирів на даному етапі економічного розвитку України.

**Ключові слова:** електробус I-го класу; міський електробус; технічна досконалість електробуса; пасажиромістимість електробуса; параметри мас електробуса; автономний пробіг; міська інфраструктура.

### Вступ

На нинішній час для міських перевезень пасажирів застосовуються, здебільшого, електробуси двох типів за системою заряджання автономних джерел електричної енергії (ДЕЕ):

- ONC (Overnight Charging) – обладнані системою повільного заряджання тягових акумуляторних батарей (АКБ) у нічний час;
- OC (Opportunity Charging), обладнані системою ультрашвидкого підзаряджання ДЕЕ на зупинках.

У залежності від типу застосовуваних автономних ДЕЕ розрізняють дві групи електробусів типу OC [1]:

- OC-B (Opportunity Charging - Battery), обладнані системою ультрашвидкого підзаряджання тягових АКБ на зупинках;
- OC-S (Opportunity Charging – Supercapacitor), обладнані тяговими суперконденсаторами (СК) – іоністорами.

Електробуси ще одного типу – ІМС (In-Motion-Charging), обладнані системою підзаряджання автономних ДЕЕ під час руху по

маршруту, наразі майже не застосовуються. Хоча на основі електробусів цього типу створені і уже експлуатуються тролейбуси з автономним рухом, автономні ДЕЕ яких підзаряджаються від дводрової тролейбусної мережі. Інші системи ІМС, наприклад, з вбудованими зарядними пристроями під покриттям міських вулиць на відповідних ділянках, наразі не вийшли зі стадії експериментальних досліджень та піддослідної експлуатації.

Кожному типу електробусів властиві, звісно, як переваги так і відповідні недоліки. Їх врахування при виборі найоптимальнішого типу для проектування, організації та розвитку виробництва й експлуатації електробусів за існуючого стану економічного розвитку країни, має вкрай важливе значення.

### Аналіз публікацій

З економічної точки зору ринкова вартість міських електробусів завжди вища ніж аналогічних автобусів однакової габаритної довжини. Значна різниця їх вартості обумовлена застосуванням додаткових компонентів тягового приводу електробусів, особливо ав-



тономних ДЕЕ, та дорогої інфраструктури зарядних станцій. Різні типи електробусів за умови застосування відповідних типів систем заряджання/ підзаряджання автономних ДЕЕ потребують, звісно, відповідних міських інфраструктур, пов'язаних, у першу чергу, з наявністю або необхідністю будівництва тягових електричних підстанцій та зарядних станцій. Тобто, відповідно системі "тип міського електробуса – необхідна інфраструктура" обсяги фінансування на впровадження того чи іншого типу електробуса у систему міських перевезень пасажирів складатимуться:

- з ринкової вартості міських електробусів необхідної та однакової загальної пасажиромістимості з урахуванням заданої кількості пасажирських сидінь;
- з вартості будівництва відповідних об'єктів інфраструктури, необхідних для експлуатації того чи іншого типу електробусів на конкретному міському маршруті.

Як відомо, на даний час у якості автономних ДЕЕ можливе застосування тягових АКБ, тягових СК або тягових паливних елементів (ПЕ). Перспективи застосування електробусів, обладнаних тяговими АКБ або ПЕ, у малих і середніх містах детально розглянути у роботі [2] на основі порівняльного оцінювання за допомогою моделі загальної вартості їх придбання та експлуатації (ТСО) з урахуванням витрат на необхідну інфраструктуру. За результатами проведених досліджень очікується значне зниження вартості ТСО до 2030 року – на 23,5 % порівняно з дизельними автобусами. Оптимальною системою зарядки тягових АКБ електробусів являтиметься система ультрашвидкого підзаряджання ДЕЕ на зупинках (електробуси типу ОС-В). Але відповідні обчислення і цей прогноз зроблені за умови, що електробуси користуються однією зарядною станцією, яка розміщена на перетині якомога більшої кількості міських маршрутів. Що стосується електробусів, обладнаних водневими ПЕ, встановлено, що, хоча вони й мають аналогічний автономний пробіг та час заправлення, їх ТСО у 2030 році прогнозується все ще вищим на 15,4 % відносно міських автобусів з дизельними двигунами. Проте, все ж виробництво водневого палива та відповідних ПЕ потребує дуже великих капіталовкладень.

У роботі [3] на прикладі реальної автобусної мережі показано, що всебічна інтеграція

електробусів, обладнаних тяговими АКБ, являється доцільною і економічно вигідною. На основі аналізу впливу енергопотужності тягових АКБ та потужності зарядних станцій встановлено, що зарядні станції середньої потужності в поєднанні з тяговим АКБ середньої ємності перевершують системи їх заряджання з низьким енергоспоживанням та системи на основі потужних зарядних станцій.

Проблеми заряджання тягових АКБ великої кількості електробусів типу ОС розглянуті у роботі [4], адже їх одночасне заряджання може призвести до наявності електричних підстанцій надзвичайно високої потужності. Показана також необхідність розподілення процесу заряджання тягових АКБ таких електробусів на кілька періодів з урахуванням технічних, економічних та експлуатаційних параметрів мережі зарядних станцій. Хоча у 2017 році 60 % всього обсягу продажу електробусів у Європі відносилися до підтипу ЕС-В, а у Китаї їх реалізовано майже 50 %, очікується, що більшість електробусів у майбутньому все ж буде відноситися до підтипу ОС-В.

Необхідність врахування можливостей інфраструктури електричних підстанцій при виборі типів електробусів показана і у роботі [5]. На основі аналізу можливих систем заряджання тягових АКБ електробусів показано, що найбільш доцільними являються, наразі, два підтипи електробусів – ОС-В та з пантографом, розміщеним на зарядній станції (*charging station*), оскільки він має ряд суттєвих переваг порівняно з електробусами підтипу ЕС-Вrb (*roof of the bus*), у яких пантограф розміщений на даху кузова. Відносним недоліком електробусів підтипу ОС-В являється необхідність ручного підключення розніжного штекера до зарядної станції.

Техніко-економічне порівняння різних концепцій міських електробусів із системами нічного, помірною й дуже швидкого заряджання тягових АКБ та їх заряджання від існуючої тролейбусної мережі на основі експлуатації в різних містах Європи наведено у роботі [6]. У ній констатовано, що концепція ОС для електробусів вважається найбільш економічним рішенням, оскільки інвестиції в інфраструктуру досить низькі, хоча й відмічені недоліки – велика маса тягових АКБ та необхідність автономного опалювача.

У роботі [7] представлено метод, розроблений для аналізу системи електробус – необхідна інфраструктура", який враховує інфраструктуру постачання електроенергії, системи заряджання тягових АКБ, енергосистеми електробусів та інтенсивність пасажиропотоків на маршрутах. Аналіз руху електробусів на двох міських маршрутах та розрахунок річної вартості їх експлуатації акцентували увагу на важливості зниження витрат на придбання тягових АКБ і, зрештою, оптимізації використання електробусів.

Як відмічено у роботі [8], визначення енергоємності автономних накопичувачів електроенергії та необхідної інфраструктури для їх заряджання, являється ключовим етапом проектування перспективних конкурентоспроможних міських електробусів. Для того, щоб бути привабливими на дуже вимогливому ринку, електробуси повинні зменшувати величину ТСО порівняно зі звичайними автобусами з дизельними двигунами. Але для забезпечення належного автономного пробігу електробусів необхідні тягові АКБ великої ємності, що пов'язано з високими інвестиційними витратами. Крім того, складною проблемою являється організація заряджання тягових АКБ у нічний час великої кількості електробусів типу ONC. Саме тому у роботі представлено підхід до оптимізації розташування та потужностей зарядних станцій.

На підставі проведених досліджень різних типів міських електробусів на основі паралельного порівняння 16 найкращих їх характеристик електробус типу ONC пропонується як найбільш прийнятна альтернатива для заміни автобусів з дизельними двигунами з врахуванням очікуваного вдосконалення конструкцій та технологій виготовлення тягових АКБ, а також тенденцій до використання відновлювальних джерел у виробництві електроенергії [9].

### **Мета та постановка задачі**

Метою роботи є визначення та вибір оптимального типу міського електробуса для створення та організації серійного виробництва перспективних конкурентоспроможних електробусів на підприємствах України.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішення наступних завдань:

- розроблення ескізних проектів електробусів різних типів на основі принципу "при інших однакових умовах";

- формування найбільш характерних показників для порівняльного аналізу електробусів різних типів;
- проведення порівняльного аналізу найбільш визначальних параметрів електробусів різних типів;
- оцінка технічної досконалості міських електробусів різних типів;
- вибір одного-двох типів міських електробусів для подальшого проектування та організації виробництва на вітчизняних підприємствах.

### **Вибір типів міських електробусів для розроблення ескізних проектів**

Огляд та аналіз наведених вище та багатьох інших досліджень, пов'язаних з проблемами вибору оптимального типу електробусів для міських перевезень пасажирів, показує, що на даному етапі розвитку їх конструкцій найбільш придатними для застосування являються:

- електробуси типу ONC з системою повільного заряджання тягових АКБ у нічний час доби;
- електробуси типу ОС з системою ультрашвидкого підзаряджання ДЄЕ під час зупинок на маршрутах від зарядних станцій, розміщених на кінцевих та/ або проміжних зупинках.

Міські електробуси типу ІМС з системами підзаряджання автономних ДЄЕ під час руху по маршруту (не йдеться про використання троллейбусної контактної мережі) та електробуси з ПЕ у найближчому десятилітті навряд чи зможуть набути бодай якогось широкого застосування. Тому, для розроблення ескізних проектів та порівняльного аналізу вибрані електробуси двох типів – ONC та ОС.

### **Міські електробуси типу ONC – основні недоліки та шляхи їх мінімізації**

Електробуси типу ONC, хоча й набули на нинішній час чи не найбільшого застосування, все ж не являються однозначно найкращим типом пасажирських транспортних засобів громадського користування (ПТЗ ГК) для міських перевезень пасажирів. Адже їх конструкціям властиві два основні недоліки:

- необхідність дуже великої енергопотужності тягових АКБ для забезпечення необхідного автономного пробігу під час роботи на міських маршрутах;

- дуже велика маса тягових АКБ, навіть за умови застосування найкращих їх типів, наприклад, типу LiFePO<sub>4</sub>;
- суттєво менша (на 24-38 %) загальна пасажиромістимість, навіть за умови збільшення регламентованої допустимої маси на 1500 кг (до 19500 кг), у порівнянні з міськими автобусами, обладнаними дизельними двигунами.

Мінімізація наведених недоліків електробусів типу ONC можлива одним з двох напрямків:

- розміщенням основної частини блоків тягових АКБ (біля 90 % загальної ємності) у одно- або двомостових причепах;
- застосуванням системи заміни розряджених блоків тягових АКБ іншими, повністю зарядженими, на відповідних станціях. Отже, електробуси типу ONC можна класифікувати у три підтипи:
- ONC-C (C – *classic*) – електробус, обладнаний тяговими АКБ відповідної ємності, необхідної для заданого денного автономного пробігу під час роботи на маршрутах;
- ONC-T (T – *trailed*) – електробус, основна частина тягових АКБ якого розміщена у причепі;
- ONC-V (V – *variable*) – електробус, обладнаний системою заміни блоків тягових АКБ.

Вперше, система розміщення тягових АКБ у причепі була запропонована німецькою фірмою "MAN Truck & Bus AG" ще у 1970 році [10]. Міський електробус моделі 750 HO-M10 E міг перевозити 99 пасажирів, а його автономний пробіг становив 50 км. Експериментальні роботи по створенню дослідних зразків міських електробусів підтипу ONC-T уже ведуться кількома фірмами. Зокрема, нідерландська компанія "VDL Bus & Coach" розробила електробус з причепом, у якому розміщений водневий ПЕ [11], а російська фірма ПК "Транспортні системи" спроектувала і виготовила дослідний зразок електробуса моделі ПК ТС-6218 "Піонер", 75 % тягових АКБ якого, потужністю 150 кВт·год., розміщені у двомостовому причепі [12]. Загальна пасажиромістимість електробуса з кузовом довжиною 11,715 м і шириною 2,5 м становить 85 чол. при 29 пасажирських сидіннях.

Доволі широкі дослідно-конструкторські роботи, пов'язані зі створенням електробусів підтипу ONC-V, теж уже ведуться у кількох країнах. У США виготовлений дослідний зразок електробуса з розміщенням замінних блоків тягових АКБ на даху кузова [13]. Енергопотужність його тягових АКБ становить 48,62 кВт·год. Над створенням і випробуваннями електробусів підтипу ONC-V працюють фахівці автобусобудівних підприємств Китаю [14], Польщі [15] та інших країн, а також виробники зарядних станцій. Порівняльний аналіз електробусів двох підтипів – ОС-В та ONC-V, з урахуванням необхідних зарядних станцій та станцій заряджання і заміни тягових АКБ, наведений у роботі [16].

На варіант електробуса із замінними блоками тягових АКБ, розміщеними у задній частині кузова, запропонованого автором статті, отриманий патент України [17].

### **Міські електробуси типу ОС – основні недоліки та шляхи їх мінімізації**

Електробуси типу ОС на нинішній час являються єдиними реальними конкурентами електробусів підтипу ONC-C. Щоправда, мова йде лише про електробуси, обладнані тяговими АКБ, тобто про підтип ОС-В. Що стосується електробусів, у яких в якості автономних ДЕЕ використовуються СК, можна стверджувати, що вони не набули будь-якого широкого застосування у зв'язку з необхідністю дуже великих обсягів фінансування на будівництво необхідної інфраструктури. Обумовлені такі затрати тим, що для заряджання/ підзаряджання СК необхідна у кілька разів більша кількість зарядних станцій, розміщених біля зупинок, ніж для електробусів підтипу ОС-В.

Основними недоліками електробусів типу ОС являються:

- необхідність доволі частого підзаряджання тягових АКБ і значно частішого – тягових СК;
- збільшення інтервалів руху або збільшення кількості електробусів для забезпечення заданих інтервалів руху на міських маршрутах;
- велика маса тягових СК порівняно невеликої ємності (наприклад, маса блоків СК ємністю 32 кВт·год. електробуса моделі "Vitovt E490" всього на 60 кг менша маси тягових АКБ типу LiFePO<sub>4</sub> ємністю

167 кВт·год. для цього ж електробуса, відповідно, 1490 кг та 1550 кг, а його автономний пробіг становить або 22 км або 170 км);

- зменшення терміну експлуатації тягових АКБ, пов'язане із ультрашвидким процесом їх заряджання.

Основна перевага електробусів типу ОС-В полягає у більшій на 12-31 % пасажировмістимості (у залежності від величини автономного пробігу) у порівнянні з електробусами типу ОНС-С.

Отже, один із напрямків мінімізації недоліків електробусів підтипу ОС-В, пов'язаних з меншою пасажировмістимістю порівняно з міськими автобусами з дизельними двигунами, являється зменшення ємності тягових АКБ до величин, необхідних для забезпечення автономного пробігу в один або у два кінці, тобто і у зворотному напрямку конкретного маршруту. Звісно, застосування цього напрямку можливе лише за умови економічної доцільності.

### Вимоги та умови ескізного проектування електробусів вибраних типів

Для проведення порівняльного аналізу на основі розроблення ескізних проектів міських електробусів були вибрані наступні чотири підтипи: ОНС-С, ОНС-Т, ОНС-В та ОС-В у кількох варіантах ємностей тягових АКБ.

Для розроблення ескізних проектів міських електробусів прийняті наступні вимоги та умови:

- допустима повна маса електробусів (без урахування маси причепів електробусів підтипу ОНС-Т) – 18000 кг (аналогічна допустимій масі двомостових автобусів);
- колісна формула – 4х2.1 (одинарні колеса на тяговому мості);
- габаритні розміри кузова електробусів усіх типів – довжина 11,0 м,

ширина – 2,55 м, висота – 2,635 м;

- автономний хід електробусів підтипу ОНС-С – 200 км;
- ємність тягових АКБ електробусів підтипів ОНС-Т та ОНС-В – 50 % розрахункової ємності тягових АКБ електробусів підтипу ОНС-С;
- ємність тягових АКБ електробусів підтипів ОС-В – 15 %, 25 % та 35 % розрахункової ємності тягових АКБ електробусів підтипу ОНС-С;
- застосування у ходових частинах і трансмісіях електробусів одних і тих же комплектувальних виробів, тобто однакових;
- застосування у ходових частинах електробусів незалежних підвісок одинарних коліс керованого та тягового мостів з пневматичними пружними елементами.

Таким чином, конструкції електробусів усіх прийнятих для проведення порівняльного аналізу підтипів тотожні за винятком систем заряджання тягових АКБ. Частково відрізняються також і планування пасажирських салонів електробусів за рахунок різної кількості встановлених пасажирських сидінь. Але маса одинарного сидіння з підставкою складає 10...14 кг, тому масою кількох таких сидінь можна знехтувати.

### Визначення параметрів мас електробусів досліджуваних підтипів

До параметрів мас електробусів належать допустима повна маса, маса у спорядженому стані, порожня маса та допустима маса пасажирів.

Вираз для визначення допустимої повної маси електробусів можна записати у наступному вигляді:

$$M_{\Pi}^e = M_{\text{сп}}^k + \sum_{i=1}^n M_{\text{тp}_i} + \sum_{i=1}^n M_{\text{хч}_i} + m_{\text{ск}} + m_{\text{сз}} + m_{\text{акб}} + \sum_{i=1}^n M_{\text{ін}_i} + m_{\text{вод}} + M_{\text{пас}} \leq [M_{\Pi}], \quad (1)$$

де  $M_{\text{сп}}^k$  – маса спорядженого кузова електробуса (без маси тягових АКБ, агрегатів трансмісії та ходової частини), кг;  $\sum_{i=1}^n M_{\text{тp}_i}$  – маса агрегатів трансмісії (тягового електродвигуна, карданної передачі, редуктора головної

передачі), кг;  $\sum_{i=1}^n M_{\text{хч}_i}$  – маса комплектувальних виробів ходової частини (підвісок коліс, колісних дисків і шин), кг;  $m_{\text{ск}}$  – маса системи керування тяговим приводом, кг;  $m_{\text{сз}}$  – маса відмінної частини системи заряджання

тягових АКБ, кг;  $m_{акб}$  – маса блоків тягових АКБ, кг;  $\sum_{i=1}^n M_{ін_i}$  – маса інших комплектувальних виробів (системи автономного опалення, системи кондиціонування повітря у пасажирському салоні, системи пневматичного приводу гальмових механізмів тощо), кг;  $m_{вод}$  – розрахункова маса службової особи (водія), кг;  $M_{пас}$  – маса пасажирів у відповідності до допустимої пасажировмістимості електробуса, кг.

Маса спорядженого кузова електробуса визначається за виразом, аналогічним наведеному в [1] на основі статистичного аналізу параметрів мас електробусів-аналогів:

$$M_{сп}^k = \Delta m_{сп}^k L_{куз}, \quad (2)$$

де  $\Delta m_{сп}^k$  – питома маса кузова споряджених електробусів-аналогів без маси тягових АКБ,

$$\sum_{i=1}^n M_{хч_i} = m_{км} + m_{пкм} + m_{птм} + n_{кд} m_{кд} + n_{ш} m_{ш}, \quad (4)$$

де  $m_{км}$  – маса керованого моста, кг;  $m_{пкм}$  – маса підвіски керованого моста, кг;  $m_{птм}$  – маса підвіски тягового моста, кг;  $n_{кд}$  – кількість колісних дисків на обох мостах, кг;  $m_{кд}$  – маса 1-го колісного диска відповідного типорозміру, кг;  $n_{ш}$  – кількість шин на обох мостах, кг;  $m_{ш}$  – маса 1-ї пневматичної шини відповідного типорозміру, кг.

Оскільки для розроблення ескізних проєктів міських електробусів порівнюваних типів вибрані керований та тяговий мости з неза-

$$\sum_{i=1}^n M_{(тр_i+хч_i)} = \sum_{i=1}^n M_{тр_i} + \sum_{i=1}^n M_{хч_i} = m_{ед} + m_{км}^п + m_{тм}^{п+р} + n_{кол} (m_{кд} + m_{ш}), \quad (5)$$

де  $n_{кол}$  – загальна кількість одинарних коліс на обох мостах, шт.

Основні технічні параметри керованого і тягового мостів та коліс, якими вони обладнані, наведені у табл. 1.

До складу силової установки електробусів входить ТЕД моделі "TM4 SUMO MD HV2200-3P" виробництва канадської фірми

агрегатів трансмісії та ходової частини, кг/м;  $L_{куз}$  – довжина кузова електробуса, м.

Для проведення розрахункових досліджень питома маса кузовів споряджених міських електробусів прийнята рівною  $\Delta m_{сп}^k = 680$  кг/м (діапазон величин для міських автобусів  $\Delta m_{сп}^k = 650-700$  кг/м).

Маса агрегатів трансмісії за умови використання тягового моста з незалежною підвіскою коліс визначається за виразом:

$$\sum_{i=1}^n M_{тр_i} = m_{ед} + m_{кп} + m_{тп}, \quad (3)$$

де  $m_{ед}$  – маса тягового електродвигуна, кг;  $m_{кп}$  – маса карданної передачі, кг;  $m_{тп}$  – маса редуктора головної передачі, кг.

Формула для розрахунку маси комплектувальних виробів ходової частини у загальному випадку має наступний вигляд:

лежною підвіскою одинарних коліс виробництва італійсько-турецької компанії "Brist Axle S.r.l." моделей:

- IFS TJC 80-225 – керований міст з підвіскою коліс;
- IDS TJ 105-225 HR – тяговий міст з підвіскою коліс і редуктором головної передачі (ГП);

а для з'єднання валів ТЕД і редуктора ГП застосована компенсаційна муфта, сумарна маса агрегатів трансмісії та ходової частини електробусів рівна:

"Dana TM4 Inc." номінальною потужністю 215 кВт, маса якого 225 кг.

Для проведення розрахункових досліджень прийняті наступні величини мас:  $m_{ск} = 300$  кг;  $m_{сз} = 100$  кг для електробусів підтипу ОС-В (маса струмоприймального пристрою на даху кузова);  $m_{сз} = 250$  кг для електробусів підтипу ОНС-V (маса змінних контейнерів для розміщення блоків тягових

АКБ);  $m_{сз} = 550$  кг для електробусів підтипу ONC-T (маса причепа);  $m_{вод} = 75$  кг.

Таблиця 1. Основні параметри керованого і тягового мостів та їх коліс

Модель моста	IFS TJC 80-225	IDS TJ 105-225 HR
Допустима навантага, кН	78,48	103,01
Маса моста, кг	460	580
Параметри коліс:		
- типорозмір дисків	22,5x8,25	22,5x11,75
- маса диска, кг	41	42
- типорозмір шин	315/70 R22.5	385/55 R22.5
- маса шини, кг	65	75

Маса інших складових частин та систем з урахуванням мас систем автономного опалення, кондиціонування повітря у пасажирському салоні, пневматичної системи підвіски коліс та приводу гальмових механізмів прийнята рівною  $\sum_{i=1}^n M_{ин_i} = 1000$  кг.

Маса блоків тягових АКБ для електробусів підтипу ONC-C розраховується з умови достатньої енергопотужності для забезпечення необхідного автономного пробігу [1]:

$$W_{акб} = \frac{\Delta w_m [M_{п}]}{k_p} \sum_{i=1}^n L_{M_i}, \quad (6)$$

де  $\Delta w_m$  – питома витрата енергопотужності тягових АКБ з урахуванням маси електробуса, кВт·год./кг·км;  $k_p$  – коефіцієнт допустимого розрядження тягових АКБ;  $\sum_{i=1}^n L_{M_i}$  – величина автономного пробігу електробуса під час роботи на маршруті, км.

$$M_{пм}^e = M_{сп}^к + \sum_{i=1}^n M_{(тр_i+x_i)} + m_{ск} + m_{сз} + m_{акб} + \sum_{i=1}^n M_{ин_i} + m_{вод}. \quad (8)$$

Маса неврахованих комплектувальних виробів інших систем електробусів для проведення розрахункових досліджень прийнята рівною  $\sum_{i=1}^n M_{ин_i} = 1000$  кг.

Розрахункові параметри мас міських електробусів досліджуваних підтипів наведені у табл. 3.

Автономний пробіг електробусів підтипу ONC-C прийнятий рівним  $\sum_{i=1}^n L_{i_i} = 200$  км, а

середня витрата енергопотужності становить  $\Delta w_m = (0,07-0,08) \cdot 10^{-3}$  кВт·год./кг·км.

Маса блоків тягових АКБ відповідного типу визначається за формулою:

$$m_{акб} = \frac{W_{акб}}{\rho_{акб}^w}, \quad (7)$$

де  $\rho_{акб}^w$  – питома енергопотужність тягових АКБ, кВт·год./кг.

Для сучасних літєвих тягових АКБ типу LiFePO<sub>4</sub>  $\rho_{акб}^w = 0,09-0,10$  кВт·год./кг, а коефіцієнт робочого діапазону  $k_p = 0,85-0,9$ .

Для проведення розрахунків прийнято  $k_p = 0,85$ ;  $\rho_{акб}^w = 0,10$  кВт·год./кг та  $\Delta w_m = 0,075 \cdot 10^{-3}$  кВт·год./кг·км.

Розрахункові параметри тягових АКБ електробусів порівнюваних підтипів наведені у табл. 2.

Таблиця 2. Основні параметри тягових АКБ у залежності від підтипів електробусів

Підтип електробуса	ONC			OC-B		
	-C	-T	-V	вар. 1	вар. 2	вар. 3
Тип тягових АКБ	LiFePO <sub>4</sub>					
Енергопотужність, $W_{акб}$ , кВт·год	320	160+30		50	80	110
Маса тягових АКБ, $m_{акб}$ , кг	3200	1600+300		500	800	1100

Порожня маса електробуса з виразу (1) визначається за формулою:

Аналіз розрахункових допустимих мас пасажирів типових, на нинішній час, міських електробусів показує, що:

- допустима маса пасажирів електробуса підтипу OC-B (вар. 1) на 2700 кг більша ніж аналогічного за розмірними параметрами електробуса підтипу ONC-C, тобто на 56 %, що становить 40 пас.;
- автономний хід електробуса підтипу OC-B (вар. 1) потребуватиме при протяж-

ності маршруту 20-30 км в одному напрямку необхідного встановлення двох зарядних станцій на кінцевих зупинках;

- електробус підтипу ОС-В (вар. 3) матиме,

порівняно з електробусом ОС-В (вар. 1), меншу на 9 чол. номінальну пасажировмістимість за рахунок меншої допустимої маси пасажирів на 600 кг.

Таблиця 3. Розрахункові параметри мас міських електробусів досліджуваних підтипів

Підтип електробуса	ONC-C	ONC-T	ONC-V	ОС-В		
				вар. 1	вар. 2	вар. 3
Довжина кузова, $L_{\text{куз}}$ , м	11,0					
Маса спорядженого кузова, $M_{\text{сп}}^{\text{к}}$ , кг	7480					
Маса агрегатів трансмісії і ходової частини, $\sum_{i=1}^n M_{(\text{тп}_i + \text{хч}_i)}$ , кг	1500					
Маси інших складових частин:						
- $\sum_{i=1}^n M_{\text{ін}_i}$	1000					
- $m_{\text{ск}}$ , кг	300					
- $m_{\text{сз}}$ , кг	-	550	250	100		
Маса тягових АКБ, $m_{\text{акб}}$ , кг	3200	300	1600	500	800	1100
Порожня маса електробуса, $M_{\text{пм}}^{\text{е}}$ , кг	13480	10580	12130	10880	11180	11480
Допустима маса пасажирів, $M_{\text{пас}}$ , кг	4520	7420	5870	7120	6820	6520

**Визначення параметрів пасажировмістимості електробусів досліджуваних підтипів**

До параметрів пасажировмістимості електробусів відносяться загальна вмістимість, кількість пасажирських сидінь, встановлених у пасажирських салонах, та кількість пасажирів, які можуть перевозитись у стоячому положенні.

Номінальна пасажировмістимість електробусів обмежується двома параметрами:

- площею пасажирського салону, призначеною для розміщення пасажирських сидінь та стоячих пасажирів;
- допустимою масою пасажирів.

Номінальна пасажировмістимість за допустимою масою пасажирів визначається за виразом:

$$N_{\text{пас}} \leq \frac{[M_{\text{п}}] - M_{\text{пм}}^{\text{е}}}{m_{\text{пас}}}, \tag{9}$$

де  $m_{\text{пас}}$  – розрахункова маса пасажирів, кг.

Для міських електробусів, відповідно до вимог Правил ЕЭК ООН № 107, маса 1-го пасажирів  $m_{\text{пас}} = 68$  кг.

Номінальна пасажировмістимість міських електробусів за площею пасажирського салону, призначеною для розміщення пасажирських сидінь та стоячих пасажирів становить:

$$N_{\text{пас}} \leq n_{\text{сид}} + \frac{S_{\text{ст}}}{q_{\text{пас}}}, \tag{10}$$

де  $n_{\text{сид}}$  – кількість одинарних пасажирських сидінь, встановлених у пасажирському салоні, од.;  $S_{\text{ст}}$  – площа підлоги пасажирського салону, на якій можуть розміщатися пасажирів у стоячому положенні, м<sup>2</sup>;  $q_{\text{пас}}$  – питома площа для розміщення 1-го стоячого пасажирів.

Для міських електробусів приймається  $q_{\text{пас}} = 0,125$  м<sup>2</sup>/пас., що становить 8 пас./м<sup>2</sup> (максимальна величина)

Мінімальна кількість одинарних пасажирських сидінь, які повинні бути встановлені у пасажирському салоні міських електробусів, становить, відповідно до [16]:

$$0,9S_{\text{пс}} \leq n_{\text{сид}}^{\text{мін}} \leq S_{\text{пс}}, \tag{11}$$

де  $S_{\text{пс}}$  – площа пасажирського салону для розміщення пасажирських сидінь та стоячих пасажирів,  $\text{м}^2$ .

Для електробусів розроблених ескізних проектів  $S_{\text{пс}} = 19,4 \text{ м}^2$  (визначена графічним способом).

Отже, мінімально допустима кількість одинарних сидінь у пасажирському салоні становить  $17 \leq n_{\text{сид}}^{\text{мін}} \leq 19$ .

Максимально можлива кількість одинарних пасажирських сидінь обумовлюється:

- площею пасажирського салону, призначеною для розміщення пасажирських сидінь та стоячих пасажирів;
- можливими варіантами планувань пасажирського салону.

### Ескізні проекти електробусів досліджуваних типів

Базовий кузов міських електробусів усіх досліджуваних підтипів обладнаний відокремленим салоном. Для забезпечення зручного входу-виходу з салону передбачено двоє подвійних пасажирських дверей. Вхід до відділення водія – через окремі передні одинарні двері. Основні блоки тягових АКБ електробусів підтипів ONC-V та ОС-В розміщуються у задній частині кузовів, а підтипу ONC-T – у задній частині та на даху кузова. Кузови електробусів усіх чотирьох підтипів однакові, за винятком систем розміщення тягових АКБ та систем їх заряджання/підзаряджання.

Бокові проекції розроблених ескізних проектів міських електробусів досліджуваних підтипів наведені на рис. 1.

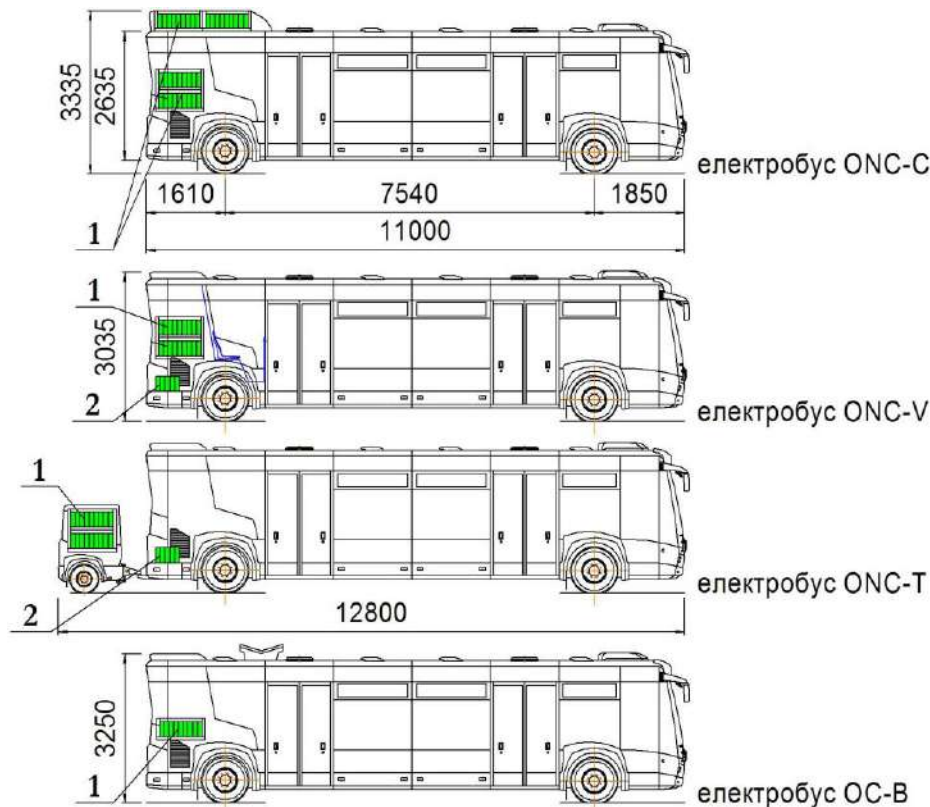


Рис. 1. Типи і підтипи міських електробусів: 1 – основні блоки тягових АКБ; 2 – резервні блоки тягових АКБ

Планування пасажирських салонів для усіх підтипів міських електробусів однакові і розроблені з умови забезпечення маршрутів з різною інтенсивністю пасажиропотоків [18] у трьох варіантах, наведених на рис. 2.

Розрахункова допустима пасажиромісткість міських електробусів за площею пасажирського салону у різних варіантах планування наведена у табл. 4.



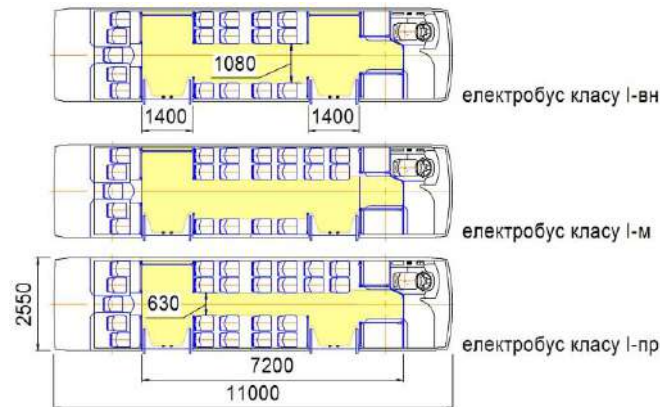


Рис. 2. Варіанти планування міських електробусів для пасажиропотоків різної інтенсивності

Таблиця 4. Допустима вмістимість міських електробусів різних підтипів за площею пасажирського салону

Клас електробуса	I-вн	I-м	I-пр
Допустима пасажиромістимість, чол.:	100	95	87
- кількість пасажирських сидінь, $n_{сид}$ , од.	17	21	25
- площа для стоячих пасажирів, $S_{ст}$ , м <sup>2</sup>	10,42	9,24	7,80
- кількість стоячих пасажирів, $n_{ст}$ , чол.:	83	74	62

Незважаючи на доволі суттєві втрати площі пасажирського салону (арки коліс керованого моста та у задній частині для роз-

міщення блоків тягових АКБ) допустима пасажиромістимість електробусів суттєво вища ніж у електробусів класичного компонування з колісною формулою 4x2.2, довжина кузовів яких становить 12,0 м (див. наступний підрозділ).

#### Визначення номінальної пасажиромістимості електробусів досліджуваних підтипів

Розрахункові параметри пасажиромістимості досліджуваних міських електробусів різних типів та підтипів, зокрема, номінальна вмістимість, наведені у табл. 5.

Таблиця 4. Параметри пасажиромістимості міських електробусів різних підтипів

Підтип електробуса	ONC-C	ONC-T	ONC-V	OC-B		
				вар. 1	вар. 2	вар. 3
Допустима пасажиромістимість, чол.:						
- за площею пасажирського салону:						
- варіант 1			100			
- варіант 2			95			
- варіант 3			87			
- за допустимою повною масою	67	109	86	105	100	96
Номінальна пасажиромістимість, $N_{іан}$ , чол.:						
- варіант 1		100		100		96
- варіант 2	67	95	86		95	
- варіант 3		87			87	

#### Визначення автономного ходу електробусів досліджуваних підтипів

Середні величини автономного пробігу міських електробусів у залежності від типу та енергопотужності встановлених тягових АКБ без їх підзарядження визначаються за формулою, отриманою з виразу (6):

$$L_{ax} = \frac{k_p W_{акб}}{\Delta w_m M_{II}^e}, \quad (12)$$

Розрахункові величини автономного ходу електробусів різних типів та підтипів, обладнаних тяговими АКБ типу LiFePO<sub>4</sub> наведені у табл. 5.

Таблиця 5. Середній автономний хід міських електробусів порівнюваних підтипів

Підтип електробуса	ОНС			ОС-В		
	-С	-Т	-V	вар. 1	вар. 2	вар. 3
Автономний хід, $L_{ax}$ , км	200	107	100	32	50	69

### Аналіз технічної досконалості міських електробусів різних типів

Для проведення порівняльного аналізу міських електробусів, ескізні проекти яких розроблені за умови дотримання принципу "при інших однакових умовах", вибрані найбільш характерні та визначальні конструктивні, а також експлуатаційні параметри:

- повна конструктивна маса;
- довжина кузова електробуса;
- номінальна пасажиромістимість; автономний пробіг без підзаряджання тягових АКБ, та відповідні критерії технічної досконалості їх конструкцій;
- коефіцієнти конструктивної ефективності електробусів – першого складника системи "міський електробус – необхідна інфраструктура": за порожньою масою, за довжиною кузова та за номінальною пасажиромістимістю;
- коефіцієнт експлуатаційної ефективності міських електробусів без урахування інвестицій на будівництво та обслуговування мережі зарядних станцій необхідної потужності;
- коефіцієнт технічної досконалості конструкцій міських електробусів.

Коефіцієнти конструктивної ефективності електробусів різних типів та підтипів на основі виразу, наведеного в роботі [19], визначаються:

– за порожньою масою:

$$E_k^{пор} = 1 - \frac{M_{п}^e}{M_{пм}^e}; \quad (13)$$

– за номінальною пасажиромістимістю:

$$E_k^N = k_k \left( \frac{10^{-2} M_{п}^e}{N_{пас}} \right)^{-1}, \quad (14)$$

де  $k_k$  – розмірний коефіцієнт, кг /чол.;

– за довжиною кузова:

$$E_k^l = k_l \frac{N_{пас}}{10L_k}, \quad (15)$$

де  $k_l$  – розмірний коефіцієнт, м/чол.

Коефіцієнт експлуатаційної ефективності міських електробусів без урахування інвестицій на будівництво та експлуатацію зарядних станцій визначається за формулою:

$$E_{ев} = 0,5 + k_e \frac{10^2 N_{пас} L_{ax}}{W_{акб} M_{п}^e}, \quad (16)$$

де  $k_e$  – коефіцієнт, розмірність якого – кВт·год./чол·км.

Коефіцієнт технічної досконалості міських електробусів характеризує узагальнений коефіцієнт конструктивної, експлуатаційної та економічної ефективності:

$$E_{тд} = (1 - 0,2n_{зс}) \times (E_k^{пм} + E_k^l + E_k^N + E_{ев} - 1), \quad (17)$$

де  $n_{зс}$  – кількість зарядних станцій, необхідних для забезпечення роботи електробусів підтипу ОС-С на маршрутах, од.

Розрахункові величини коефіцієнтів ефективності та технічної досконалості міських електробусів порівнюваних підтипів наведені у табл. 6 та на рис. 3 і рис. 4.

Аналіз коефіцієнтів конструктивної ефективності (рис. 3) показує, що:

- серед розглянутих підтипів міських електробусів типу ОНС усі коефіцієнти конструктивної ефективності електробусів підтипу ОНС-С менші ніж підтипів ОНС-Т та ОНС-V:  $E_k^{пор}$ , відповідно, на 14 % і 24 %,  $E_k^N$  на 33 % і 23 %,  $E_k^l$  на 22-33 % і 22 %;
- електробуси підтипу ОС-С в усіх трьох варіантах за енергопотужністю блоків тягових АКБ за коефіцієнтами конструктивної ефективності переважають електробуси типу ОНС усіх підтипів.

Таблиця 6 – Коефіцієнти ефективності та технічної досконалості міських електробусів різних підтипів

Підтип електробуса	ONC-C	ONC-T	ONC-V	OC-B		
				вар. 1	вар. 2	вар. 3
Коефіцієнти конструктивної ефективності:						
- за порожньою масою, $E_k^{пор}$	0,25	0,29	0,33	0,39	0,38	0,36
- за довжиною кузова* <sup>1</sup> , $E_k^1$	0,61	0,91/0,78* <sup>2</sup>	0,78	0,91		0,87
- за номінальною пасажиромістимістю* <sup>1</sup> , $E_k^N$	0,37	0,55	0,48	0,55		
Коефіцієнт експлуатаційної ефективності, $E_{ев}$	0,73	0,78* <sup>2</sup>	0,80	0,86	0,85	0,83
Необхідна кількість зарядних станцій, $n_{зс}$ , од.	-	-	-	2		1
Коефіцієнт технічної досконалості, $E_{тд}$	0,96	1,40	1,39	1,03	1,01	1,27

Примітки: \*<sup>1</sup>При максимальній номінальній пасажиромістимістю за варіантом 1 планування пасажирського салону. \*<sup>2</sup>З урахуванням довжини електробуса з причетом

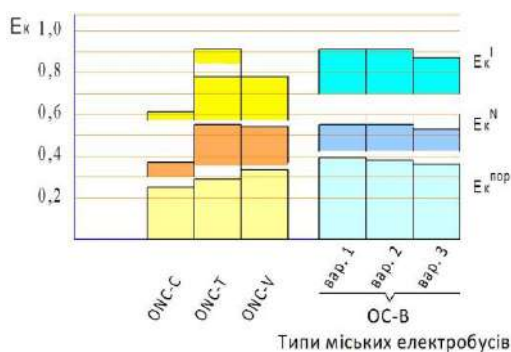


Рис. 3. Коефіцієнти конструктивної ефективності міських електробусів

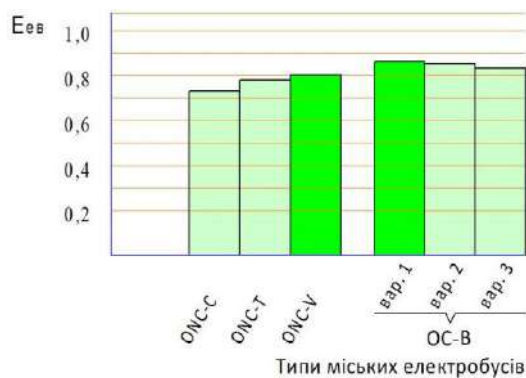


Рис. 4. Коефіцієнт експлуатаційної ефективності міських електробусів

На основі аналізу коефіцієнтів експлуатаційної ефективності міських електробусів розглянутих підтипів (рис. 4) впливає що:

- найвищі показники коефіцієнта експлуатаційної ефективності без врахувань витрат на будівництво та експлуатацію мережі зарядних станцій цілком очікувано належать електробусам підтипу OC-B;
- серед електробусів типу ONC найкращий коефіцієнт експлуатаційної ефективності мають електробуси підтипу ONC-V, який

вищий на 9,6 % і на 2,6 % відповідно підтипів ONC-C та ONC-T;

- коефіцієнт ефективності експлуатації електробусів підтипу ONC-V лише на 7,5 % менший ніж підтипу OC-B, вар. 1.

Порівняння коефіцієнтів технічної досконалості (рис. 5) міських електробусів показує, що значно вищі показники мають електробуси трьох підтипів – ONC-T, ONC-V і OC-B, вар. 3.

Різниця відносно електробуса підтипу ONC-T складає менше 1 % (ONC-V) та 10 % (OC-B, вар. 3). Зрозуміло, що відносно точна оцінка інвестиційних витрат, необхідних на будівництво мережі зарядних станцій для експлуатації електробусів підтипу OC-B, не видається можливою. Та все ж, запропонований вираз (17) достатньо об'єктивно оцінює технічну досконалість системи "міський електробус – інфраструктурна мережа" (рис. 5), особливо за умови великої кількості маршрутів, які пересікаються на зупинках, обладнаних зарядними станціями.

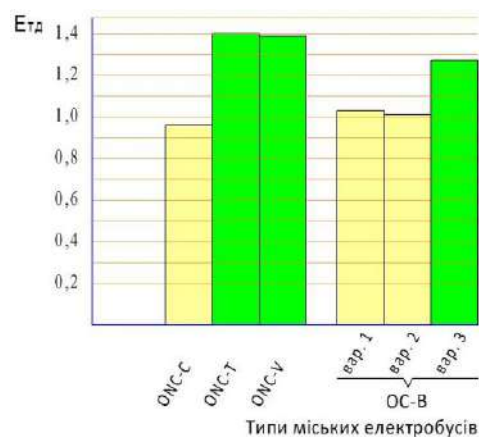


Рис. 5. Коефіцієнт технічної досконалості міських електробусів

**Висновки**

Результати проведених досліджень з аналізу технічної досконалості міських електробусів розглянутих підтипів на основі запропонованої методики порівняння їх основних технічних, експлуатаційних та економічних параметрів (при інших однакових параметрах) показують, що за умови забезпечення однакового середньодобового автономного пробігу 200 км:

- проектування, освоєння виробництва та експлуатація міських електробусів підтипу ONC-C являються не доцільними, оскільки коефіцієнт їх технічної досконалості на 32-31 % нижчий ніж підтипів ONC-T та ONC-V;
- з урахуванням нинішнього стану економічного розвитку України на найближчі 10-15 років пропонується проектування перспективних конкурентоспроможних міських електробусів підтипу ONC-V, особливо за умови створення зчленованих електробусів великої пасажировмістимості;
- на подальшому етапі, у разі суттєвого зростання вітчизняної економіки, можливим видається проектування, виробництво і експлуатація міських електробусів типу ОС, у першу чергу, ОС-В з оптимізованими параметрами пасажировмістимості та енергопотужності тягових АКБ.  
Загалом, проектування перспективних конкурентоспроможних міських електробусів повинно здійснюватися на основі:
  - застосування методів модульного проектування типорозмірних рядів електробусів різної пасажировмістимості підкласів І-вн, І-м та І-пр;
  - застосування принципів максимальної уніфікації конструкцій електробусів усіх типорозмірів;
  - оптимізації основних технічних параметрів електробусів [20] з урахуванням умов експлуатації у різних за чисельністю населення – малих, середніх та великих – містах, у першу чергу параметрів міських вулиць та інтенсивності пасажиропотоків;
  - аналізу потужностей існуючих міських електромереж, електричних підстанцій та їх розташування, а також економічно доцільного збільшення виробництва електроенергії з відновлюваних джерел.

**Конфлікт інтересів**

Автор заявляє, що немає конфлікту інтересів щодо публікації цієї статті.

**Література**

1. Войтків С. В. (2019). Напрямки створення конкурентоспроможних міських електробусів великого класу. Збірник наукових матеріалів міжнародної науково-практичної інтернет-конференції "Інноваційні технології розвитку та ефективності функціонування автомобільного транспорту". Кропивницький : ЦНТУ. Voitkiv S. V. (2019). Napriamky stvorennia konkurentospromozhnykh miskykh elektrobusev velykoho klasu [Directions of creation of competitive city electric buses of a large class. Collection of scientific materials of the international scientific-practical Internet conference "Innovative technologies of development and efficiency of functioning of motor transport"]. Zbirnyk naukovykh materialiv mizhnarodnoi naukovopraktychnoi internet-konferentsii "Innovatsiini tekhnolohii rozvytku ta efektyvnosti funktsionuvannia avtomobilnoho transportu". Kropyvnytskyi : CNTU, 13–24. [in Ukrainian].
2. Kim, H., Hartmann, N., Zeller, M., Luise, R. & Soyly, T. (2021). Comparative TCO Analysis of Battery Electric and Hydrogen Fuel Cell Buses for Public Transport System in Small to Midsize Cities. *Energies*, 14, 4384. 31. <https://doi.org/10.3390/en14144384>.
3. Dirks, N., Schiffer, M. & Walther, G. (2021). On the Integration of Battery Electric Buses into Urban Bus Networks. Retrieved from <https://www.researchgate.net/publication/350341739>.
4. Houbbadi, A., Pelissier, S., Trigui, R., Redondo-Iglesias, E. & Bouton, T. (2019). Overview of Electric Buses deployment and its challenges related to the charging – the case study of TRANSDEV. EVS32 International Electric Vehicle Symposium. Retrieved from <https://doi.org/hal.archives-ouvertes.fr/hal-02148377/document>.
5. Verbrugge, B., Hasan, M. M., Rasool, H., Geury, T., Baghdadi M. E. & mar Hegazy, O. (2021). Smart Integration of Electric Buses in Cities: A Technological Review. *Sustainability*. 13, 12189. <https://doi.org/10.3390/su132112189>.
6. Meishner, F. & Uwe Sauer, D. (2019). Technical and economic comparison of different electric bus concepts based on actual demonstrations in European cities. *IET Electrical Systems in Transportation*. <https://doi.org/10.1049/iet-est.2019.0014>.
7. Olsson, O., Grauers, A. & Pettersson, S. (2016). Method to analyze cost effectiveness of different electric bus systems. EVS29 International Battery, Hybrid and Fuel Cell Electric Vehicle Symposium. Retrieved from <https://doi.org/diva->

- portal.org/smash/get/diva2:1159796/FULLTEXT01.pdf.
8. Olmos, J., López-Ibarra, J. A. & Herrera, V. (2019). Analysis of Optimal Charging Points Location and Storage Capacity for Hybrid and Full Electric Buses. Fourteenth International Conference on Ecological Vehicles and Renewable Energies (EVER). <https://doi.org/10.1109/EVER.2019.8813576>.
  9. Mahmoud, M., Garnett, R. & Kanaroglou, P. (2016). Electric buses: A review of alternative powertrains. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*. <https://doi.org/10.1016/J.RSER.2016.05.019>.
  10. MAN presented its first electric bus some 50 years ago. Retrieved from <https://www.urban-transport-magazine.com/en/man-presented-its-first-electric-bus-some-50-years-ago/11>.
  11. Un prolongateur d'autonomie a pile hydrogene pour bus et cars electriques. [A hydrogen battery autonomy extender for electric buses and coaches]. Retrieved from <https://www.avem.fr/2020/02/07/un-prolongateur-dautonomie-a-pile-hydrogene-pour-bus-et-cars-electriques/#>. [in France].
  12. "Пионер". Низкопольный электробус с использованием МАС. ["Pioneer". Low-floor electric bus using MAC]. Retrieved from <https://pk-ts.org/produkcija/pioner/>. [in Russian].
  13. Kim, J., Song, I. & Choi, W. (2015). An Electric Bus with a Battery Exchange System. *Energies*, 8. <https://doi.org/10.3390/en8076806>.
  14. Zhu, C. & Chen, X. (2013). Optimizing Battery Electric Bus Transit Vehicle Scheduling with Battery Exchanging: Model and Case Study. *Social and Behavioral Sciences*, 96. <https://doi.org/10.1016/j.sbspro.2013.08.306>.
  15. Ruszyła pierwsza stacja wymiany baterii w elektrobusech. [The first battery replacement station in electric buses has started]. Retrieved from [https://transinfo.pl/infobus/ruszy-la-pierwsza-stacja-wymiany-baterii-w-elektrobusech-more\\_109959/](https://transinfo.pl/infobus/ruszy-la-pierwsza-stacja-wymiany-baterii-w-elektrobusech-more_109959/). [in Poland].
  16. Fang, S-C., Ke, B-R. & Chung, C-Y. (2017). Minimization of Construction Costs for an All Battery-Swapping Electric-Bus Transportation System: Comparison with an All Plug-In System. *Energies*, 10, 890. <https://doi.org/10.3390/en10070890>.
  17. Войтків, С. В. (2018). Електробус із замінним блоком акумуляторних батарей. Патент України 132157. Київ: ДП "Український інститут інтелектуальної власності".
  18. Войтків, С. В. (2021). Типізація пасажирських колісних транспортних засобів І-класу за параметрами вмістимості. Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті та при підготовці фахівців. Наукові праці Міжнародної науково-практичної конференції, присвяченої 90-річчю кафедри автомобілів ім. А. Б. Гредескула ХНАДУ. Харків : ХНАДУ. 29-32. [Voitkiv, S. V. \(2021\). Typizatsiia pasazhyrskyykh kolisnykh transportnykh zasobiv I-klasu za parametramy vmistymosti \[The typification of passenger wheeled vehicles of the I-class by capacity parameters\]. \*Novitni tekhnolohii v avtomobilebuduvanni, transporti ta pry pidhotovtsi fakhivtsiv. Naukovi pratsi Mizhnarodnoi naukovo-praktychnoi konferentsii, prysviachenoї 90-richchiu kafedry avtomobiliv im. A. B. Hredeskula KhNADU. : KhNADU. 29-32. \[in Ukrainian\].\*](https://doi.org/10.30977/VEIT.2021.20.0.01)
  19. Войтків, С. В. (2021). Шляхи покращення економічних показників перспективних міських електробусів. Автомобіль і електроніка. Сучасні технології: Електронне наукове спеціалізоване видання. Харків : ХНАДУ. 14(4), 12-21. [Voitkiv, S. V. \(2018\). Shliakhy pokrashchennia ekonomichnykh pokaznykiv perspektyvnykh miskyykh elektrobusiv \[Ways of improving economic indicators of high-potential city electric buses\]. \*Avtomobil i elektronika. Suchasni tekhnolohii: Elektronne naukove spetsializovane vydannia. Kharkiv : KhNADU. 14\(4\), 12-21. \[in Ukrainian\].\*](https://doi.org/10.30977/VEIT.2018.14.0.12/) <https://doi.org/10.30977/VEIT.2018.14.0.12/>
  20. Войтків С. В. (2021). Методика оптимізації основних технічних параметрів перспективних міських електробусів типу ОНС. Автомобіль і електроніка. Сучасні технології: Електронне наукове спеціалізоване видання. Харків : ХНАДУ. 20. 6-16. [Voitkiv, S. V. \(2021\). Metodyka optymizatsii osnovnykh tekhnichnykh parametriv perspektyvnykh miskyykh elektrobusiv typu ONC \[The method of optimizing the main technical parameters of the promising city electric buses of ONC Type\]. \*Avtomobil i elektronika. Suchasni tekhnolohii: Elektronne naukove spetsializovane vydannia. Kharkiv : KhNADU. 20. 6-16. \[in Ukrainian\].\*](https://doi.org/10.30977/VEIT.2021.20.0.01) <https://doi.org/10.30977/VEIT.2021.20.0.01>.

**Войтків Станіслав Володимирович**<sup>1</sup>, к.т.н., генеральний конструктор, [voitkivsv@ukr.net](mailto:voitkivsv@ukr.net), тел. +38 067-447-04-90, ORCID: 0000-0002-7789-2081

<sup>1</sup>Науково-технічний центр "Автополіпром", 79066, Україна, м. Львів, вул. Зубрівська, 32/24.

**Analyzing technical perfection of city electric buses of various types**

**Abstract. Problem.** Electric buses of various types are becoming increasingly used for passenger transport on urban routes in almost all European countries and in many countries in America and Asia, especially in China. However, in our country, in contrast to Belarus, Russia and some other countries of the former Soviet Union, city electric buses of two types have been undergoing operational tests for only a few years now. **Goal.** Determination and selection of the optimal type of city electric bus for the creation and organization of serial production of promising competitive electric buses at Ukrainian enterprises and their further operation on urban routes. **Methodology.** The choice of the type of perspective for domestic economic development systems of urban passenger transport systems is based on the analysis of technical parameters of city electric buses of different types, sketches of which are developed on the basis of maximum identity of their designs, and economic parameters of "city electric bus type. **Results.** Five variants of sketch designs of city electric buses of different types (ONC, ONC-T, ONC-V, OC-B and OC-S) were developed based on the assessment of design and operational parameters

of electric buses and economic parameters of the system "city electric bus - necessary infrastructure". **Originality.** The method of the analysis of technical perfection of city electric buses of various types which sketch projects are developed on the basis of application of the principle "under other identical conditions", that is, maintenance of the maximum identity of their designs is offered. **Practical value.** The choice of the type of city electric bus for the design of promising competitive structures that are most suitable for use in urban passenger transport systems at this stage of economic development of Ukraine.

**Key words:** first class electric bus city electric bus; technical excellence of the electric bus; passenger capacity of the electric bus; parameters of the mass of the electric bus; autonomous run; charging station infrastructure.

**Voytkiv Staniskav**<sup>1</sup>, Cand. of Science, General Designer, тел. +38 067-447-04-90, [voytktivsv@ukr.net](mailto:voytktivsv@ukr.net), ORCID: 0000-0002-7789-2081

<sup>1</sup>Scientific and technical Center "Autopoliprom", 32/24, Zubrivska, str., Lviv, 79066, Ukraine.

## Оцінка можливості використання математичних моделей для експертних досліджень пошкоджень двигуна автомобіля

Хрулев О. Е.<sup>1</sup>, Сарасва І. Ю.<sup>1</sup>, Воробйов О. М.<sup>1</sup>, Сохін А. А.<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Харківський національний автомобільно-дорожній університет

***Анотація.** Проблема експертної оцінки пошкоджень деталей двигуна, особливо його механізмів, які працюють в умовах порушень експлуатації автомобіля є складним завданням. Така оцінка потребує певної кваліфікації, спеціального обладнання, є досить затратною і має суб'єктивний характер. Застосування математичних моделей при проведенні таких досліджень повинне покращити об'єктивність висновку експерта. Для цього в роботі визначено аналіз математичних моделей, які покладено до основи удосконаленого експертного методу оцінки пошкоджень двигуна. Ці моделі при певних умовах застосування дозволяють вирішити зворотню задачу руйнування деталей механізму двигуна. Раніше такі моделі застосовувались при проектуванні двигуна за умов відсутності порушень експлуатації автомобіля. Моделювання в практиці проведення експертних досліджень призвано покращити їх інформаційну та об'єктивну складові при визначення причин несправностей двигуна внаслідок порушень умов експлуатації автомобіля.*

***Ключові слова:** автомобіль; двигун; експлуатація; пошкодження; експертиза; модель; розрахунок.*

### Вступ

Поява несправності двигуна в експлуатації сучасного автомобіля нерідко приводить до порушення ряду функціональних параметрів і звичайно викликає реакцію системи самодіагностики шляхом запису коду помилки та спрацьовування лампи несправності (MIL). На етапі ушкодження і його початкового розвитку система самодіагностики може бути корисна для локалізації несправності з метою наступного визначення її причини.

Дійсно, сучасні системи самодіагностики деяких транспортних засобів дозволяють в окремих випадках зафіксувати й ідентифікувати момент початкового експлуатаційного ушкодження, звідки іноді навіть можна одержати навіть точний час від початкового ушкодження до відмови. Практика показує, що зробити це можна як у початковий період після первинного ушкодження, так і після його розвитку й виникнення відмови. Однак використовувати ці дані для створення якихось кількісних закономірностей найчастіше неможливо через вплив особливостей конс-

трукції конкретних ДВС, режимів роботи після ушкодження, особливостей запису й зберігання інформації в більшості систем самодіагностики (у тому числі, стирання інформації після зняття живлення) і, як наслідок, значних труднощів у зборі необхідної статистики.

У результаті експерт-дослідник нерідко зустрічається тільки з кінцевим результатом відмови, наприклад, з більшою кількістю уламків зруйнованих деталей – шатуна, поршня й блоку циліндрів, а в деяких випадках із уже демонтованим і розібраним двигуном, коли одержати й скористатися даними діагностики не представляється можливим.

### Аналіз публікацій

Аналіз практики експертних досліджень різних несправностей [1, 2, 3] також показує, що правильне визначення їх причин і побудова яких-небудь методик неможливо без докладного опису й аналізу всіх їхніх ознак. При цьому важливо, що розв'язати пряме завдання, а саме, тільки по характеру руйну-

вання (зламу) окремих деталей [4, 5] визначити причину, по якій вони перетворилися в уламки, неможливо, а спроба саме так підійти до розв'язку завдання є типовою помилкою експертів, що не дозволяє правильно виявити причину несправності [6].

Саме для правильного визначення причини необхідно вирішувати зворотнє завдання – установити ознаки, які з'явилися на деталях внаслідок їхнього початкового ушкодження ще в той час, коли деталі зберігали працездатність [7, 8]. Тоді, якщо знати й виявити всі такі ознаки, можна встановити не тільки факт, але й причину несправності.

Із цією метою насамперед необхідно визначити місце експертних досліджень у загальному комплексі науково-дослідних і конструкторських робіт.

Саме в цьому полягає основна складність таких досліджень, причому найбільш складним виявляється визначення причин передчасних відмов двигунів у гарантійний період, установлений виробником, коли крім порушення умов експлуатації [9], необхідно розглядати й виробничі причини несправностей [10].

Аналіз опублікованих джерел [11, 12] показує, що відомі на сьогодні способи (назвемо їх умовно методиками) визначення причин несправностей і відмов двигунів в експлуатації можна розділити на 3 групи. Це: таблиці несправностей, довідники несправностей, методики діагностики технічного стану.

У результаті правильного визначення причини несправності на практиці найчастіше вдається тільки фахівцеві із серйозною підготовкою й експертним досвідом дослідження причин несправностей [13, 14] – в інших випадках великий ризик помилитися, одержати повторну відмову й подвоїти, а іноді й потроїти власні витрати на ремонт транспортного засобу.

### Мета та постановка задачі

Метою роботи є аналіз застосування математичних моделей при проведенні експертних досліджень пошкоджень двигуна для покращення об'єктивності висновку експерта.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- провести аналіз методик, їх кількості та якості, для розв'язку практичних завдань по визначенню причин несправностей ДВЗ;

- провести аналіз чисельних методів моделювання пошкоджень ДВЗ.

### Математичний апарат для розробки моделей ушкодження двигуна

Розробка моделей, що описують процеси ушкодження у ДВС, мабуть, базується на основних фізичних законах механіки, термодинаміки, газової динаміки, гідравліки, опору матеріалів і інших загальнотехнічних наук.

Розглянемо моделі, які застосовують при дослідженні процесів газообміну й робочих процесів у циліндрі ДВС.

Моделювання процесів ДВС, особливо, коли мова йде про теплові процеси, неможливо виконати без закону збереження енергії (теплого балансу) [15].

Рівняння теплообміну застосовне також для окремих деталей ДВС, якщо вони нагріваються або прохолоджуються. Так, для клапана теж можна записати рівняння, яке фактично описує зміна його внутрішньої енергії  $du$  за часом  $d\tau$  у процесі нагрівання-охолодження:

$$dU = (Q_r - Q_c - Q_k - Q_m) d\tau, \quad (1)$$

де  $Q_r$  – кількість теплоти, що надходить у головку клапана від газів у камері згорання, що мають температуру  $T$ ;  $Q_c$ ,  $Q_k$ ,  $Q_m$  – кількість теплоти, що йде в сідло, у вступника до клапана повітря й у напрямку втулки за рахунок теплопровідності уздовж стрижня клапана, відповідно.

Зміна внутрішньої енергії пов'язана зі змінною температури головки клапана  $T_V$ , її питомою теплоємністю  $c_p$  і масою  $m$  тим же самим рівнянням (1), у якому  $m = \rho \cdot V$  – маса,  $\rho$ ,  $V$  – щільність матеріалу й обсяг головки клапана.

Багато деталей ДВС сполучено один з одним, на поверхні сполучення виникає контактний теплообмін. Найбільш напружені умови виникають в області контакту клапана із сідлом, коли при порушенні контакту можливий перегрів і ушкодження клапана. Це визначає важливість математичного опису й моделювання механізму ушкодження, пов'язаного з порушенням умов контакту.

Згідно [16, 17] залежність для контактного теплообміну в сполученні клапана із сідлом:



$$Nu_c = (623 \lambda_{cp} / \lambda_{np} - 3,6) (p_\phi / \sigma_v)^{0,43} \quad (2),$$

де  $p_\phi$  – тиск контакту;  $\lambda_{cp} / \lambda_{np}$  – відношення коефіцієнта теплопровідності середовища, що заповнює межконтактні проміжки, до наведеного коефіцієнта теплопровідності (приблизно  $\lambda_{cp} / \lambda_{np} = 110 \cdot 10^{-4}$ );  $\sigma_v$  – межа міцності матеріалу сідла (у розрахунках прийняте  $\sigma_v = 500$  МПа).

Незважаючи на наявність рекомендацій [16, 18], визначити без експериментальних даних по двигуну досліджуваного типу надійне значення  $N$  по якій-небудь відомій методиці не представляється можливим – принаймні, результати такого розрахунків представляються сумнівними, а його вплив на кінцевий результат неприйнятно більшим. Внаслідок чого для практичних завдань важливо знайти алгоритми, що дозволяють уникнути використання даного параметра.

Для багатьох практичних завдань потрібно також оцінити втрати теплоти в стінки камери згоряння. Особливо це важливо при моделюванні внутрішциліндрових процесів, для чого необхідно розраховувати коефіцієнт тепловіддачі від газу в стінку камери згоряння.

У загальному випадку для одержання точних результатів потрібна оцінка застосовності різних формул і вибір найбільш відповідних для розглянутого завдання. Однак у зв'язку з тим, що для експлуатаційних завдань метою розрахунків є визначення загального характеру зміни температури і її різниці для різних елементів системи охолодження в нестационарному режимі, в 1-м наближенні можна використовувати априорі обрані варіанти.

Так, відома формула Ейхельберга [18] є однією з найбільш простих за структурою й зручних для застосування в розглянутих завданнях моделювання ушкоджень:

$$\alpha_1 = 7,8^3 \sqrt{C_m} \cdot \sqrt{p_1 T_1} \quad (3),$$

де  $\alpha_1$  – коефіцієнт тепловіддачі від робочого середовища до стінки;  $T_1$  – температури робочого середовища;  $C_m$  – середня швидкість поршня, м/с ( $C_m = S \cdot n / 30$ );  $S$  – хід поршня;  $n$  – частота обертання колінвала,  $\text{хв}^{-1}$ ;  $p_1$  – середне неефективний тиск, МПа.

Для визначення коефіцієнта тепловіддачі від газу до головки клапана використовується також не менш відома формула Вошни [19, 20], перевагою якої є облік параметрів:

$$\alpha_r = 128 (10 p)^{0,8} \omega^{0,8} / (T^{0,53} \cdot D^{0,2}) \quad (4),$$

де  $p$ ,  $T$  – тиск і температура газу в циліндрі (МПа й К);  $D$  – діаметр циліндра;  $m$ ;  $\omega$  – швидкісний коефіцієнт, пропорційний середньої швидкості поршня  $C_m = S \cdot n / 30$ .

Розрахункові рівняння, використовувані в програмі, отримані із закону збереження енергії (1-го закону термодинаміки) і рівняння стану ідеального газу:

$$\begin{cases} dQ - dW = dE + dH \\ p = \frac{m}{V} RT \end{cases}, \quad (5)$$

де  $m$ ,  $V$  – маса й обсяг газу в циліндрі;  $dQ = dQ_1 - dQ_2$  – теплота, яка підводить при згорянні палива ( $Q_1$ ) і приділяється в стінки ( $Q_2$ );  $dW = pdV$  – робота, чинена газом;  $dE = C_v dT$  – зміна внутрішньої енергії;  $C_p$ ,  $C_v$  – питомі теплоємності газу;  $dH = C_{p_{in}} T_{in} dm_{in} - C_{p_{ex}} T_{ex} dm_{ex}$  – зміна ентальпії;  $C_{pi}$ ,  $T_i$ ,  $dm_i$  – питома теплоємність, температура й маса, що втікає ( $in$ ) /, що впливає ( $ex$ ) потоків відповідно.

Після перетворень отримані наступні рівняння для розрахунків зміни тиску й температури в циліндрі, які використовуються в програмі:

$$\begin{cases} dp = p \left( \frac{dQ + dH}{m C_v T} - k \frac{dV}{V} \right) \\ dT = \frac{dQ - pdV}{m C_v} \end{cases}, \quad (6)$$

де  $k = \frac{C_p}{C_v}$  – коефіцієнт питомої теплоємності.

Вхідне в систему рівнянь зміна обсягу циліндра  $dV$  розраховується з геометричних і кінематичних характеристик кривошипно-шатунного механізму [19], що дозволяє одержати залежність швидкості зміни обсягу від кута повороту  $\varphi$  колінвала в загальному виді як:

$$dV = f_1(\varphi, D, S, \varepsilon, \dots) d\varphi, \quad (7)$$

де  $D, S, \varepsilon$  – геометричні розміри двигуна (діаметр циліндра, хід поршня, ступінь стиску і т.д.);  $d\varphi$  – крок обчислень по куту повороту колінчатого вала.

Необхідно відзначити, що модель, реалізована в програмі Lotus Engine Simulation, також розраховує плин газу у випускних каналах, що примикають до циліндра випускних і, як одномірне, що дозволяє врахувати динамічні (хвильові) явища в трубопроводах і їх вплив на процеси в циліндрі. Для експлуатаційних завдань це має важливе значення, оскільки визначає умови теплообміну на деталях, у тому числі, на головках клапанів.

Якщо розглянути плин стисливої рідини через нескінченно малу ділянку труби діаметром  $D$ , у якому площа  $F$  поперечного переріза, перпендикулярного осі труби, змінюється, як показано на рис. 1, то у випадку, якщо зміна площі поступова, а властивості рідини приблизно однакові, то плин через будь-який поперечний переріз може вважатися функцією тільки від  $x$  і  $t$ .

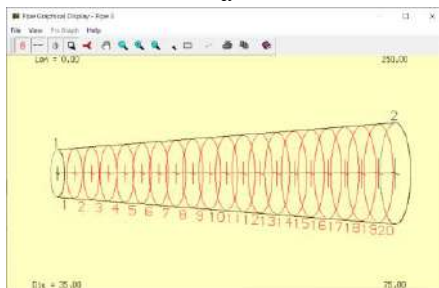
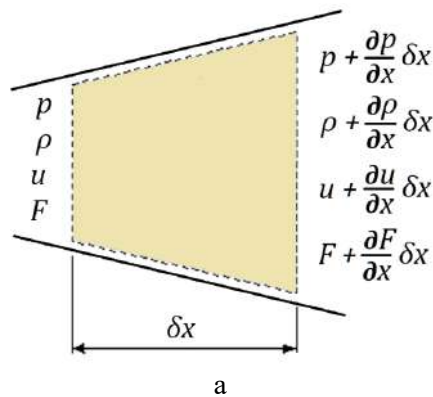


Рис. 1. Розрахунки в програмі Lotus Engine Simulation: а – одиничний обсяг у каналі; б – схема каналу

У трубопроводах і каналах ДВС таке допущення в більшості випадків відповідає

дійсності. Це дає можливість розглядати плин квазиодномерним.

Для розглянутого потоку стисливої рідини в трубі рівняння нерозривності, збереження кількості руху й енергії записуються з урахуванням зміни площі, тертя про стінки й тепlopередачі. У результаті виходить система нелінійних гіперболічних рівнянь у частинних похідних:

$$\begin{cases} \frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\rho u}{F} \frac{dF}{dx} = 0 \\ \frac{\partial(\rho u)}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho u^2 + p)}{\partial x} + \frac{\rho u^2}{F} \frac{dF}{dx} + \rho G = 0, \quad (8) \\ \frac{\partial(\rho e_0)}{\partial \tau} + \frac{\partial(\rho u h_0)}{\partial x} + \frac{\rho u h_0}{F} \frac{dF}{dx} - \rho q = 0 \end{cases}$$

де  $p, T, \rho, u$  – середні по перетину миттєві тиск, температура, щільність і швидкість потоку;  $e_0, h_0$  – питома внутрішня енергія й ентальпія гальмування;  $q$  – питомий тепловий потік у стінку;  $G = 2u|u| \frac{f}{D}$  – питома сила тертя;  $f$  – коефіцієнт тертя.

Чисельний метод, використовуваний у програмі Lotus Engine Simulation, заснований на двухшаговій схемі Лакса-Вендроффа (Lax-Wendroff), використовуваної в комбінації із симетричним нелінійним обмежником потоку, що забезпечує просторову й тимчасову точність другого порядку [24]. Ця схема є кінцево-різницевою схемою з уловлюванням розривів, що дозволяє обробляти ударні хвилі й надзвукові потоки, які можуть виникати в колекторах сучасних двигунів.

У результаті програма дозволяє розрахувати миттєві значення тисків, температур і швидкостей по довжині каналів, при цьому параметри в крайніх перетинах можуть бути граничними для суміжних елементів моделі.

Розглядаючи відомі моделі, слід зазначити, що для деяких практичних завдань двухшагові методи не дають помітних переваг у точності, але збільшують складність розв'язку. Як показала практика, для експлуатаційних завдань, на відміну від більш складних дослідницьких і конструкторських, може цілком підійти метод Ейлера чисельного розв'язку звичайних диференціальних рівнянь [25].

У багатьох експертних завданнях, пов'язаних з визначенням причини руйнувань у

двигунах, важливе значення має правильне визначення й аналіз сил, що діють у КШМ. Так, сила інерції, прикладена до маси деталей, що поступально рухаються, перебуває по формулі [21]:

$$P_j = m_{\Sigma} j = -m_{\Sigma} \frac{S}{2} \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi), \quad (9)$$

де  $j = -0,5S\omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$  – прискорення мас;  $m_{\Sigma} = m_p + m_{pp} + m_{pr} + \beta m_{cr}$  – сумарна маса деталей, що поступально рухаються, у тому числі, маса поршня  $m_p$ , поршневого пальця й стопорних кілець  $m_{pp}$ , поршневих кілець  $m_{pr}$ , а також частина маси шатуна  $m_{cr}$ , обумовлена коефіцієнтом  $\beta$ , яка віднесена до, що поступально рухається (у розрахунках прийняте, що  $\beta = 0,25$ );  $\varphi$  – кут повороту колінчатого;  $\omega = \pi n/30$  валу – кутова швидкість колінчатого валу.

Як приклад для оцінки можливості застосування була обрана відома програма Lotus Engine Simulation [22, 23] у безкоштовній академічній версії, що дозволяє розраховувати 1-циліндрові моделі двигунів [24].

При дослідженні ушкоджень, що виникають при порушенні умов експлуатації, особливе значення набувають питання міцності деталей. Багато початкових ушкоджень розбудовуються із часом і закінчуються усталостним руйнуванням деталі. Проте, у деяких випадках вплив має миттєвий характер, коли високі навантаження на деталі з конструкційних матеріалів можуть викликати пластичні деформації.

Крім цього, відомі випадки втрати стійкості стрижневих деталей (шатуни, штанги привода клапанів). Так, що викликає втрату стійкості критичне значення напруги  $\sigma_{cr}$  залежить від гнучкості стрижня [26]:

$$\lambda = \frac{\mu \cdot l}{i} \quad (10),$$

де  $l$  – довжина стрижня;  $i$  – радіус інерції поперечного переріза стрижня;  $\mu$  – коефіцієнт приведення довжини [26].

В області отриманих значень гнучкості критичне напруження близьке до границі текучості матеріалу, але трохи менше його. Згідно [27], урахувати вплив гнучкості стрижня на критичне напруження можна за допомогою коефіцієнта зниження, що допуска-

ється напруги  $\varphi_{\sigma}$ , тобто:  $\sigma_{cr} = \sigma_t \varphi_{\sigma}$ , де  $\sigma_t$  – границя текучості матеріалу шатуна.

Стискаючі сила й напруги в стрижні можуть бути пов'язані з максимальним тиском у циліндрі, виходячи з умови втрати шатуном стійкості (після якого тиск не росте):

$$R_{\max} = (p_1 - p_0) F; \quad (11),$$

$$p_1 = p_0 + \sigma_{\max} \frac{A}{F}, \quad (12),$$

де  $F$  – площа поршня;  $A$  – площа поперечного переріза стрижня шатуна;  $p_0$  – тиск у картері;  $R_{\max}$  – максимальна сила стиску;  $\sigma_{\max}$  – максимальна напруга стиску (питома сила стиску), рівне відношенню сили до площі поперечного переріза стрижня  $A$ .

Усі зазначені рівняння знаходять застосування в завданнях проектування, однак для визначення причин несправностей при порушенні умов експлуатації вони фактично не застосовувалися, і їхнє застосування в цій області не було обґрунтовано.

Найбільше сильно це стосується методів 3-d моделювання. Наприклад, програмний комплекс ANSYS, широко відомий і розповсюджений у наукових дослідженнях і конструкторських розробках [28, 29], у цей час взагалі ніяк не задіяний і не застосовується в експлуатаційних завданнях дослідження ушкоджень двигунів при порушенні умов експлуатації. Однак на відміну від багатьох конструкторських програм, саме ANSYS дозволяє розглядати стан елементів ДВС далеко за межами робочих режимів. Крім того, цей комплекс однаково ефективний як для визначення напружено-деформованого стану деталей, так і для моделювання просторових плинів у каналах [28, 29].

Так, при моделюванні напруг і деформацій пластичних матеріалів в ANSYS прийнято розраховувати еквівалентні напруги  $\sigma_e$  по фон Мизесу, які відповідно енергетичній (четвертої) теорії міцності [35] обчислюються по формулі:

$$\sigma_e = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]}, \quad (13)$$

де  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$  – головні напруги ( по осях X, Y і Z).

Перевищення еквівалентною напругою в якому-небудь елементі деталі границі текучості матеріалу означає втрату міцності й поява залишкових деформацій, що має принципове значення для розв'язку практичних експлуатаційних завдань (наприклад, про втрату стійкості стрижнем шатуна).

Не менш ефективним може бути використання ANSYS в 3-мірних завданнях газодинаміки ДВС. Якщо в минулі роки застосування складних програм було обмежено можливостями й швидкодією обчислювальної техніки, то в цей час правильна постановка завдання дозволяє не тільки одержати практично важливі результати, але й перевірити вірогідність більш простих моделей.

### Висновки

Аналіз дослідженої літератури показав, що незважаючи на серйозні зусилля в дослідженнях, конструюванні й діагностуванні ДВЗ, застосовувані до теперішнього часу методи при проведенні експертних досліджень пошкоджень двигуна, визначення причин його несправностей мають обмежену застосовність, не мають універсальності і, як правило, не дозволяють із необхідної для практики вірогідністю знаходити причину несправності (відмови) двигунів.

Аналіз методик по визначенню причин несправностей ДВЗ виявив недостатню їх кількість та якість, для розв'язку практичних завдань. У багатьох випадках пошук причини несправності припускає трудомістку роботу з аналізу численних можливих причин, яка нерідко носить суб'єктивний характер, сильно залежить від кваліфікації дослідника й може привести до помилкового визначення причини несправності.

Аналіз чисельних методів моделювання, застосовуваних для завдань проектування ДВЗ, практично не виявило впливу на методи моделювання різних несправностей, недостатньо пророблені питання застосовності відомих математичних моделей до завдань ушкодження деталей і вузлів ДВЗ. Фактично методи моделювання взагалі не застосовуються в експертних завданнях визначення причин несправностей.

Тому вирішення проблем правильного й ефективного визначення причин несправностей залишається актуальним завданням на всіх етапах експлуатації двигунів. В експертній практиці прийнято користуватися декіль-

кома методами, до яких ставляться діагностичні, а також методи, засновані на аналізі ознак ушкодження окремих деталей. Таким методам і буде приділено увагу в подальших роботах.

### Конфлікт інтересів

Автори заявляють, що немає конфлікту інтересів щодо публікації цієї статті.

### Література

1. MAHLE (2016) Engine Components and Filters: Damage profiles, Probable Causes and Prevention, Technical Information MS3-1109, Farmington Hills, MAHLE Aftermarket Inc., 76.
2. Missan G.S., Keswani I.P. (2016) Analysis of Causes of Engine Overheating due to Cooling System Failure Using Pareto Principle. – International Journal of Engineering Trends and Technology (IJETT), Volume 36, Number 5, 242–248.
3. Henning P., Walsh D., Yurko R. et. al. (2017) Predictive Equipment Maintenance. Oil Analysis Handbook. Third Edition. Chelmsford, Spectro Scientific, 120.
4. Greuter E., Zima S. (2012) Engine Failure Analysis. Internal Combustion Engine Failures and Their Causes. SAE International, 568.
5. MS Motorservice (2016) Piston damage – Recognizing and rectifying. Service tips & infos. Article No. 50003 973–02. Neuenstadt: MS Motorservice International GmbH, 92.
6. Khrulev, A.E., Saraiev, O.V. (2021) Local Abrasive Wear in Automobile Internal Combustion Engines. Monograph. LAP LAMBERT Academic Publishing, Chisinau, 70.
7. Хрулев А.Э., Кочуренко Ю.В. (2017) Методика определения причины неисправности ДВС при тяжелых эксплуатационных повреждениях. Двигатели внутреннего сгорания, №1, 52–60. DOI: 10.20998/0419–8719.2017.1.10. Khrulev A.E., Kochurenko Yu.V. (2017) Metodika opredeleniya prichiny neispravnosti DVS pri tyajelykh ekspluatashionnykh povrezhdeniyakh. Internal combustion engines, No.1, 52–60. DOI: 10.20998/0419–8719.2017.1.10 [in Russian]
8. Хрулев А.Э. (2020) Методика составления и использования истории транспортных средств при исследовании их технического состояния в задачах определения причин неисправностей узлов и агрегатов. Криміналістика і судова експертиза, Вып. 65, 594–605. DOI: <https://doi.org/10.33994/kndise>. Khrulev A.E. (2020) Metodika sostavleniya i ispolzovaniya istorii transportnykh sredstv pri issledovanii ikh tekhnicheskogo sostoyaniya v zadachakh

- opredeleniya prichin neispravnostei uzlov i agregatov. [in Russian]
9. Khrulev A.E., Saraiev O.V. (2021) The method of expert assessment of the technical condition of an automobile engine after overheating. *Автомобільний транспорт*, 48, 5-16. DOI: <https://doi.org/10.30977/AT.2219-8342.2021.48.0.5>.
  10. Dmitriev S.A., Khrulev A.E. (2020) Some aspects of influence of the connecting rod design on the output parameters of high-speed internal combustion engines. *Проблеми тертя та зношування*, №1(86), 23-37. DOI: [https://doi.org/10.18372/0370-2197.1\(86\).144855](https://doi.org/10.18372/0370-2197.1(86).144855).
  11. Laskowski R. (2015) Fault Tree Analysis as a tool for modeling the marine main engine reliability structure. *Scientific Journals of the Maritime University of Szczecin*, no.41 (113), 71-77.
  12. Хрулев А.Э. (2019) Использование логико-вероятностных методов для определения причин отказов турбокомпрессоров в эксплуатации ДВС, *Автомобиль и электроника. Сучасні технології*, №16, 5-18. DOI: <https://doi.org/10.30977/VEIT.2019.16.0.5>. Khrulev A.E., (2019) Ispolzovanie logiko-veroyatnostnykh metodov dlya opredeleniya prichin otkazov turbokompressorov v ekspluatazhii DVS. *Vehicle and electronics. Innovative technologies*, No.16, 5-18. DOI: <https://doi.org/10.30977/VEIT.2019.16.0.5>. [in Russian]
  13. MAHLE Clevite (2008) Turbocharger: Damage Profiles, Causes, and Prevention. Technical information MO-2-613. MAHLE Clevite Inc., United States, 16.
  14. Miller J. (2008) Turbo: Real World High-Performance Turbocharger Systems (S-A Design) Pa-perback, CarTech, 160.
  15. Cengel, Yu.A. (2015). *Heat and Mass Transfer. Fundamentals and Applications*, McGraw-Hill Education New-York, USA, 968.
  16. Онищенко Д.О., Панкратов С.А. (2013) Моделирование теплового состояния крышки цилиндра и клапанов дизеля. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. "Машиностроение"*, №4, 94–108. Onischenko D.O., Pankratov S.A. (2013) Modelirovanie teplovogo sostoyaniya kryshki tzilindra i klapanov dizelya. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering*, No.4, 94–108. [in Russian]
  17. Чайнов Н.Д., Мягков Л.Л., Маластовский Н.С. (2012) Методика расчета согласованных температурных полей крышки цилиндра с клапанами. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. "Машиностроение"*, №7, 82–91. Chainov N.D., Myagkov L.L., Malastovskii N.S. (2012) Metodika rascheta soglasovannykh temperaturnykh polei kryshki tzilindra s klapanami. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering*, No.7, 82-91. [in Russian]
  18. Кабанов А.Н. (2012) Выбор методики расчёта процесса теплоотдачи в газовом двигателе с искровым зажиганием. *Автомобильный транспорт*, 30, 96-102. Kabanov A.N. (2012) Bybor metodiki rascheta processa teplootdachi v gazovom dvigtele s iskrovym zajiganiem. *Automobile transport*, No.30, 96-102. [in Russian]
  19. Дьяченко В.Г. (2009) Теория двигателей внутреннего сгорания. Харьков, ХНАДУ, 500. Diachenko V.G. (2009) Teoriya dvigatelei vnutrennego sgoraniya. Kharkiv, KhNADU, 500. [in Russian]
  20. Левтеров А.М., Левтерова Л.И. (2013) Анализ математических моделей механизма сажеобразования при сжигании углеводородных топлив, *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Математичне моделювання в техніці та технологіях*, №5 (979), 130–141. Levterov A.M., Levterova L.I. (2013) Analiz matematicheskikh modelei mekhanizma sajeobrazovaniya pri sjiganii uglevodородnykh topliv. *Bulletin NTU KhPI Series: Mathematical modeling in engineering and technologies*, No.5 (979), 130-141. [in Russian]
  21. Van Basshuysen, R., Schäfer, F. (2004). *Internal Combustion Engine Handbook: Basics, Components, Systems, and Perspectives*. SAE International, Warrendale, 811.
  22. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. и др. (2013) *Машиностроение. Энциклопедия. Двигатели внутреннего сгорания. Т.IV–14*. Москва. Машиностроение, 784. Grekhov L.V., Ivaschenko N.A., Markov V.A. (2013) *Mashinostroenie. Enciklopediya. Dvigateli vnutrennego sgoraniya. T.IV–14*. Moscow. Machinostroenie, 784. [in Russian]
  23. Duleba B. (2014) Simulation of Automotive Engine in Lotus Simulation Tools. *Transfer inovacii*, No. 30, 48–52.
  24. Lotus Engineering Software (2019). Group Lotus PLC, URL: <http://www.lesoft.co> (дата обращения 20.10.2019).
  25. Bonnicksen A. (2008) *Automotive Science and Mathematics*. Elsevier Linacre House, Burlington, 240.
  26. Феодосьев В.И. (2010) Соппротивление материалов. 15-е изд. Москва, Издательство МГТУ им. Н.Э.Баумана, 560. Feodosiev V.I. (2010) Soprotivlenie materialov. 15 publ. Moscow, Izdatelstvo MGTU im. N.E.Baumana, 560. [in Russian]
  27. Фаворин М.В. (1977) Моменты инерции тел. *Справочник. 2-е изд.* Москва. Машиностроение, 511. Favorin M.V. (1977)

- Momenty inertzii tel. Spravochnik. 2 publ. Moscow, Mashinostroenie, 511. [in Russian]
28. ANSYS (2019). ANSYS Free Student Software Downloads. ANSYS, Inc., URL: [https://www.ansys.com/academic/free-student-products/\(30.09.2021\)](https://www.ansys.com/academic/free-student-products/(30.09.2021)).
29. ANSYS (2004). Ansys Thermal Analysis Guide, ANSYS Release 9.0, ANSYS, Inc., Canonsburg, 80.

**Хрулев Олександр Едуардович**<sup>1</sup>, канд. техн. наук, докторант кафедри автомобілів ім. А.Б. Гредескула, e-mail: [alo.engine@gmail.com](mailto:alo.engine@gmail.com), тел. +38 096 616 183,

ORCID: 0000-0002-6841-9225.

**Сарасва Ірина Юрїївна**<sup>1</sup>, канд. техн. наук, доцент кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів, e-mail: [sarayeva9@gmail.com](mailto:sarayeva9@gmail.com), ORCID: 0000-0002-7720-471X.

**Воробйов Олександр Миколайович**<sup>1</sup>, аспірант кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів, e-mail: [sanechek007@icloud.com](mailto:sanechek007@icloud.com), ORCID: 0000-0002-2882-957X.

**Сохін Андрій Андрійович**<sup>1</sup>, магістр, e-mail: [sokhin.andriy94@gmail.com](mailto:sokhin.andriy94@gmail.com) ORCID: 0000-0002-2120-4120

<sup>1</sup>Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 61002, Україна, м. Харків, вул. Ярослава Мудрого, 25.

### Evaluation of the possibility of using mathematical models for expert research of car engine damage

**Abstract. Problem.** *The problem of expert assessment of damage to engine parts, especially its mechanisms, which work in conditions of malfunctions of the car is a difficult task. Such an assessment requires certain qualifications, special equipment, is quite expensive and is subjective. The use of mathematical models in conducting such research should improve the objectivity of the expert's opinion. To do this, the paper identifies mathematical models, which are the basis of an improved expert method for estimating engine damage. These models under certain conditions of application allow to solve the inverse problem of destruction of details of the engine mechanism. Previously, such models were used in the design of the engine in the absence of violations of the car. Modeling in the practice of expert research is designed to improve their informational and*

*objective components in determining the causes of engine failures due to violations of the operating conditions of the car. **Goal.** The aim of the work is to use mathematical models in conducting expert studies of engine damage to improve the objectivity of the expert's opinion. **Methodology.** Methodical materials for determining the causes of engine failures are not enough to solve practical problems. In many cases, the search for the cause of the fault involves time-consuming work on the analysis of numerous possible causes, which is often subjective, highly dependent on the qualifications of the researcher and can lead to erroneous determination of the cause of the fault. **Originality.** The problem of correct and effective determination of the causes of malfunctions remains an urgent task at all stages of operation of engines. In expert practice, it is customary to use several methods, which include diagnostic, as well as methods based on the analysis of signs of damage to individual parts. **Practical value.** Serious development of numerical modeling methods used for ICE design tasks has had almost no effect on the methods of modeling various faults, insufficiently developed issues of applicability of known mathematical models to the problem of damage to parts and components of ICE. In fact, modeling methods are not used at all in expert tasks to determine the causes of faults.*

**Key words:** car; engine; operation; damage; expertise; model; calculation.

**Khrulev Alexander**<sup>1</sup>, Ph. D. (Eng), doctoral student of Automobile Department,

e-mail: [alo.engine@gmail.com](mailto:alo.engine@gmail.com), ORCID: 0000-0002-6841-9225

**Saraieva Iryna**<sup>1</sup>, Ph. D. (Eng.), Associate Professor, e-mail: [sarayeva9@gmail.com](mailto:sarayeva9@gmail.com)

ORCID: 0000-0002-7720-471X.

**Vorobiov Oleksandr**<sup>1</sup> – postgraduate, e-mail: [sanechek007@icloud.com](mailto:sanechek007@icloud.com)

ORCID: 0000-0002-2882-957X.

**Sokhin Andrii**<sup>1</sup> – master, e-mail: [sokhin.andriy94@gmail.com](mailto:sokhin.andriy94@gmail.com)

ORCID: 0000-0002-2120-4120

<sup>1</sup>Kharkov National Automobile and Highway University, 25, Yaroslava Mudrogo str., Kharkiv, 61002, Ukraine.

УДК 629.341

DOI: 10.30977/VEIT.2022.21.0.07

## Вібраційні характеристики коробок передач тракторів

Мигаль В. Д.<sup>1</sup>, Аргун Щ. В.<sup>2</sup>, Гнатов А. В.<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Державний біотехнологічний університет, Україна

<sup>2</sup>Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Україна

**Анотація.** Робота присвячена розробці вібраційного методу оцінки якості і виявленню конструктивних і виробничих дефектів коробок передач тракторів (КПП). Проведено натурні експериментальні дослідження вібродіагностичних характеристик КПП: вимірювання і спектральний аналіз вібрації; виявлення статистичних граничних значень структурних вібраційних параметрів та їх зв'язок із технічним станом тракторів; зіставлення вібраційних характеристик з допустимими вібраціями, які не впливають на прискорення процесу зносу КПП. Всі дослідження проводилися на КПП тракторів Т150К, ХТЗ-170, Т-17221 «Харківського тракторного заводу». Встановлено, що рівні вібрації коробок передач на стадії виготовлення перевищують допустимі вібрації на 10-25 дБ. Основною причиною прискореного розвитку несправностей і зниження ресурсу більшості механізмів коробки передач є підвищення вібронавантаження у 2,5-31,6 разів над допустимими рівнями. Вібраційні методи дозволяють проводити діагностику стану КПП на стадіях проектування, виготовлення і експлуатації і розробити способи вдосконалення КПП.

**Ключові слова:** вібродіагностика, вібрації, діагностика, коробка передач трактора.

### Вступ

Підвищення ефективності, якості, надійності та економічності транспортних засобів є однією з важливіших задач сучасного суспільства. На це направлена увага науковців і розробників усього світу [1–3]. Особливе місце серед цих розробок займає удосконалення існуючого обладнання [4], і способів діагностики [5], технічного обслуговування і ремонту [6]. Все вище сказане безпосередньо стосується і тракторів. Бо в сільському господарстві трактори виконують до 80 % технологічних операцій. Від якості і надійності тракторів залежить собівартість продукції рослинництва і ефективність агропромислового виробництва [7].

Основним фактором, що обмежує ефективне використання тракторів в сільському господарстві є проблема недостатньої надійності тракторів [8]. Це посилюється тим, що сільськогосподарське виробництво залежить не тільки від виробничих, але і від природних умов [9]. При експлуатації тракторів в

сільському господарстві під впливом різних факторів посилено зношуються їх деталі і вузли. Показником, що визначає величину зносу, є залишковий ресурс агрегатів і вузлів техніки [10].

### Аналіз публікацій

Сільськогосподарська техніка відповідає очікуванням користувача, якщо вона відповідає ряду функціональних, технологічних, ергономічних, естетичних стандартів і стандартів безпеки [11]. Якість тракторів визначається широкою сукупністю властивостей [12]. Кожна з цих властивостей характеризується кількома параметрами, що кількісно виражаються конкретними показниками, які визначають їх придатність ефективно виконувати певні вимоги у відповідності до призначення.

Основні функціональні характеристики та показники тракторів задаються на стадії проектування (П) і доводки (Д), втілюються в життя при виготовленні та складанні (С), а також при введенні в експлуатацію (В), та

реалізуються в процесі складних умов експлуатації (E). Надійність і ресурс тракторів в часі визначається комплексом фактичного стану якості (K):

$$K=f(\Pi, D, C, B, E)\pm F, \quad (1)$$

де  $F$  – похибка визначення складових.

Таким чином, властивості, які визначають якість і надійність систем і механізмів трактора може бути охарактеризована великим набором взаємопов'язаних між собою конструктивних, технологічних, функціональних параметрів стану і умов експлуатації.

Коробка передач є однією з головних складових трактора [13]. Тому актуальним є підвищення експлуатаційної надійності коробок передач тракторів (КПТ), що вимагає виявлення зв'язків між показниками виразу (1), які і формують цю надійність. Крім того, важливою є задача розробки заходів з контролю якості проектування, виготовлення, експлуатації і ремонту КПТ.

Основною проблемою вирішення такої задачі є виявлення впливу кожної складової, що визначені у виразі (1), на експлуатаційну надійність КПТ.

У роботі [14] представлено порівняльний аналіз даних контрольних випробувань тракторів на машинно-випробувальних станціях. Аналіз показав, що рівень безвідмовності європейських та американських тракторів в кілька разів вища, ніж російських. Так, у російських тракторів напрацювання на складну відмову знаходяться в діапазоні 415-470 мото-год, тоді як у зарубіжних тракторів аналогічні показники – в діапазоні 1480-5500 мото-год. Ці дані свідчать про високу якість проектування і технології виробництва тракторів американського і європейського походження.

Важливо відзначити, що основними відмовами коробок передач тракторів є:

- підшипникові вузли (зношення поверхонь кочення, руйнування спряжень);
- зубчасті передачі (злом, граничне спрацювання, зминання зубів);
- граничне спрацювання шліців, опорних шийок, гідроліфтів;
- заїдання і спрацювання вилок переключення швидкостей.

Тому для виявлення стану КПТ необхідно діагностувати всі ці елементи.

Автори [15] запропонували Support Vector Machines Method, який дозволяє визначити один з трьох видів несправностей КПТ: несправність шестерні, несправність підшипника або гібридну несправність, яка включає в себе і несправність шестерні, і несправність підшипника одночасно.

В роботі [16] запропонована система діагностики колісних тракторів, яка встановлена в комп'ютері. Комп'ютер під'єднаний через USB до I-7565 до перетворювача протоколів USB/DeviceNet, що працює як «ведучий». Перетворювач підключений через Controller Area Network до трьох пристроїв («підлеглих») збору даних, які фіксують дані від датчиків, встановлених на колісному тракторі. «Підлегли» пристрої мають функцію концентратора даних. Вони ідентифікуються за ідентифікаційними адресами та оснащені чотирма картками збору вхідних (вихідних) даних, що відповідають діапазнам та типам захоплених сигналів.

Проведений аналіз методів діагностування КПТ показав, що найбільш поширеними є методи, які використовують вібраційні характеристики коробки передач. Це пов'язано з тим, що у вібраційних сигналах міститься вся необхідна інформація про структурні параметри всіх компонентів, їх зміну при взаємодії деталей, в залежності від навантаження і швидкісних режимів [17,18].

Проведені авторами цієї статті дослідження вібрації різних агрегатів тракторів підтверджують те, що агрегати тракторів мають високі рівні вібрації, рис. 1.

Крім того, існує велика кількість публікацій в яких представлено методи, що використовують вібрації для визначення стану коробок передач.

Наприклад в роботах [19,20] представлено методи класифікації несправностей КПТ, засновані на нечіткій системі виводу. Принцип методу полягає в тому, що сигнал вібрації, що поступає від п'єзоелектричного перетворювача, визначає стан КПТ: «Справна КПТ», «Зубчаста передача зі зношеною поверхнею зуба» і «Зубчаста передача зі зламанною поверхнею зуба». Виміри відбуваються на різних робочих швидкостях.



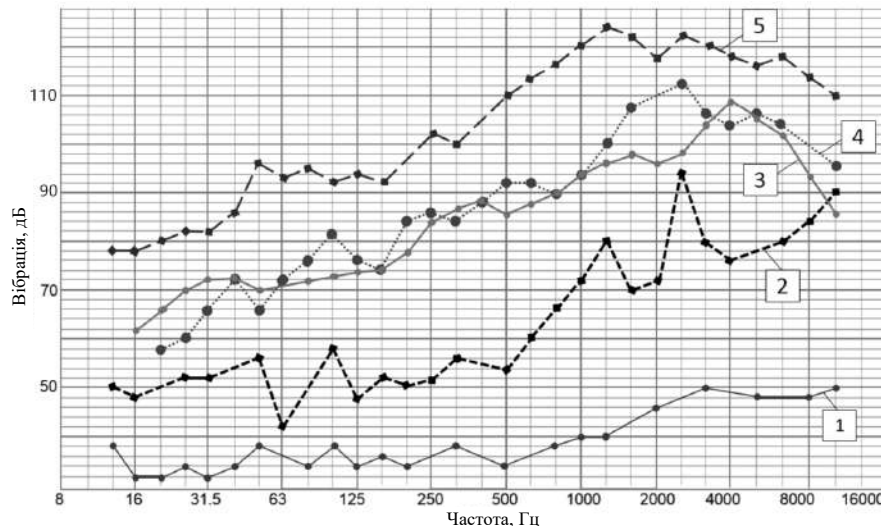


Рис. 1. Спектрограми максимальних віброприскорень (дБ) елементів тракторів Т-150К, їх агрегатів та машинного обладнання: 1 – електродвигун типу АН (потужність  $P=45$  кВт, частота обертання  $f=3000$  хв. $^{-1}$ ); 2 – редуктор РЦОТ-480-1,6 (потужність  $P=12000$  кВт, частота обертання  $f=3000$  хв. $^{-1}$ ); 3 – міст трактора при частоті обертання  $2000$  хв. $^{-1}$ ; 4 – роздавальна коробка трактора при частоті обертання  $2000$  хв. $^{-1}$ ; 5 – гільза циліндру дизеля СМД-14А

У статті [21] була представлена система класифікації, заснована на поєднанні виявлення вібрацій та штучних нейронних мереж для класифікації трьох станів коробки передач. Характеристики стану редуктора були отримані з аналізу звукових сигналів в часовій і в частотній областях. Дана система використовує метод швидкого перетворення Фур'є.

В статті [22] досліджується вплив пошкодження шестерні на сигнал вібрації шляхом аналізу вібрації КПП і пропонується метод діагностики ушкоджень КПП у відповідності до різних характеристик і частотної реакції сигналу і метод, який використовує поділ даних і модель AR для діагностики пошкоджень деталей шестерні.

Підсумовуючи огляд існуючих методів, можна сказати, що вище розглянуті методи діагностики КПП призначені для виявлення пошкоджень КПП, але не призначені для визначення якості КПП на етапі проектування і виготовлення. Крім того, в даних роботах не представлено чіткого опису процесу проведення діагностики, не дані допустимі і номінальні значення вібрації в спектрі робочих частот.

#### Мета та постановка задачі

Метою досліджень є оцінка якості проектування і виготовлення коробок передач тракторів за їх вібраційними характеристиками

шляхом виявлення конструктивних і виробничих дефектів, що дозволить розробити способи їх вдосконалення.

Основними методами досліджень є:

- виявлення статистичних даних про граничні значення структурних вібраційних параметрів та їх зв'язок із технічним станом тракторів;
- натурні експериментальні дослідження вібродіагностичних характеристик тракторів;
- вимірювання і спектральний аналіз вібрації коробки передач;
- зіставлення вібраційних характеристик з допустимими вібраціями, які не впливають на прискорення процесу зносу деталей трактора.

Об'єкт дослідження – вібраційні процеси коробок передач тракторів «Харківського тракторного заводу» (Т150К, ХТЗ-170, Т-17221).

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- провести натурні експериментальні дослідження вібродіагностичних характеристик тракторів;
- провести дослідження щодо вимірювання вібродіагностичних показників та здійснено спектральний аналіз вібрації коробки передач;
- провести оцінку якості виготовлення де-

талей і збирання коробок передач тракторів за аналізом розкиду максимальних і мінімальних рівнів вібрації вибірки коробок передач.

### Методика вимірювання вібрації коробок передач

Для оцінки рівнів вібрації віддано перевагу віброприскоренню, дБ.

Віброприскорення охоплює широкий частотний діапазон вібрацій (Гц) створюваних підшипниковими вузлами, зубчатими передачами, валами, шліцьовими з'єднаннями та парами тертя механізмів коробки передач [18].

Основні характеристики вібраційних сигналів, які використані для оцінки якості коробки передач тракторів – пропорційна (або близька до пропорційної) залежність вібрації від навантаження і частоти обертання, зазору, значень кінематичних і геометричних похибок [23]. Ці властивості дозволяють, використовуючі сучасні віброаналізatori і комп'ютерні технології, спостерігати вібрації в реальному часі і зіставляти реакцію всіх компонентів структурних, функціональних і динамічних властивостей складових КПП, зв'язаних кореляційно, зі зміною конструкції, технології виготовлення, робочих процесів, режимів роботи, швидко одержувати інформацію про технічний стан та підвищити точність діагнозу.

Вимірювання вібрації КПП проводились під час приймально-здавальних випробувань на обкатних стендах при вхідних швидкостях обертання первинного валу  $1000 \text{ хв.}^{-1}$  і  $2000 \text{ хв.}^{-1}$  в режимі холостого ходу. Рівні вібрації вимірювались в третьоктавних і вузьких смугах частот від 5 Гц до 10 кГц.

Рівні віброприскорень вимірювались в децибелах (дБ) за середнім квадратичним значенням віброприскорень. За нульовий рівень віброприскорення прийнято значення  $3 \cdot 10^{-4} \text{ м/с}^2$  [17]. Основні вимірювання вібрації проводились з використанням п'єзоелектричного віброперетворювача 4371 і віброаналізаторів 2120 і 3513 фірми "Bruel & Kjaer" виробництва Данії.

### Точки контролю і умови вимірювання вібрації КПП

Трактори Т150К, ХТЗ-170, Т-17221 комплектуються двовальними ступінчастими коробками передач, з шестернями постійного зче-

плення.

Трактор Т-150К забезпечений двохдіапазонною роздавальною коробкою з постійним приводом до заднього моста і приводом, що відключається, до переднього моста. Вторинні вали відрізняються лише шестернями за кількістю зубів.

На первинному валі встановлені ведучі шестерні постійного зчеплення. На вторинному валу встановлено фрикційні гідропідтискні муфти разом з ведучими шестернями. У механічних коробках передач на другому валу замість гідропідтискних муфт встановлюють механічні рухомі муфти.

В корпусі роздавальної коробки встановлено первинний вал, вали приводу відбору потужності, вали приводу переднього і заднього ведучих мостів. На валах жорстко і рухомо встановлено шестерні вмикання переднього моста, транспортного і робочого рядів, насосів гідросистеми коробки передач, рульового управління і гідравлічної начіпної системи.

Для вимірювання вібрації експериментально вибрано 8 точок на корпусі підшипникових опор. Ці точки найбільш наближені до джерел вібрації у відповідності до загальних рекомендацій для вибору точок вимірювання вібрації (рис. 2). Тут зміна вібрації з достатньою чутливістю відтворює зміну технічного стану деталей і вузлів коробки передач.

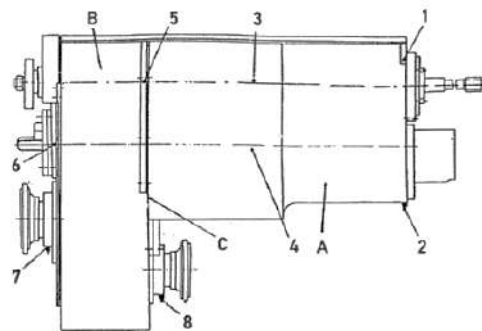


Рис. 2. Коробка передач трактора з роздавальною коробкою: 1-8 – точки контролю вібрації; А – коробка передач; В – роздавальна коробка; С – плоскість з'єднання коробки передач і роздавальної коробки

При виборі місць і кількості точок контролю вібрації враховувалась можливість одержання необхідної інформації про стан деталей КПП. На шляху поширення вібрації від джерела збудження вібрації (підшипників, шестерень і т.п.) до точок контролю віб-

рації є жорсткі елементи з мінімальною кількістю спряжень. Кріплення віброперетворювача в контрольних точках здійснювалось шпилькою і магнітом (рис. 3).

Вимірювання вібрації КПП виконувались на обкатному стенді в режимі холостого ходу. Придатність обкатного стенду до вібраційного діагностування коробок передач визначалася за рівнями вібраційних перешкод, які передаються від стенду до КПП.

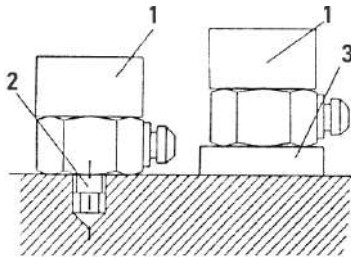


Рис. 3. Способи кріплення віброперетворювача: 1 – датчики; 2 – шпилька; 3 – магніт

Рівні перешкод створюваних стендом в точках контролю були на 8 дБ (крім частот 20 Гц і 80 Гц) менші ніж рівні вібрації коробки передач, що забезпечувало вимірювання фактичних значень вібрації коробки передач в заданій області частот.

Процес досліджень починався після обкатки коробки передач протягом 30 хв. з чергуванням вмикання діапазонів передач КПП. В кожній точці контролю визначалися рівні вібрації в третьоктавних і вузьких смугах частот від 5 Гц до 10 кГц. Результати представлені на тих частотах, на яких перешкоди

стенду не впливають на результати вимірювання вібрації КПП (вище 20 Гц), а аналіз проводився на частотах понад 80 Гц, де перешкоди стенду не впливають.

Визначення рівнів вібрації у вузьких смугах частот проводились для розпізнавання джерел вібрації.

В результаті досліджень було проведено вимірювання вібрації 17 коробок передач тракторів і одержано більше трьохсот третьоктавних спектрограм вібрації при різних швидкісних режимах в залежності від включення тієї чи іншої передачі і діапазону коробки передач і частоти обертів привода стенда.

Вибірка з 17 виробів для машин, що серійно випускаються, згідно стандарту РД 50-644-87 цілком достатня для оцінки рівня якості машин за параметрами вібрації. Контроль стану деталей піддослідних КП проводився відділом контролю заводу ХТЗ шляхом їхнього обміру.

Одержані спектрограми вібрації були згруповані за точками контролю, швидкісними режимами і включеннями тієї чи іншої передачі та діапазону передач.

#### Оцінка якості проектування коробок передач трактора Т-150К

Вібраційні характеристики коробок передач трактора Т150К без гідропідтискних муфт при частоті обертання вхідного валу 1000 хв<sup>-1</sup> наведено на рис. 4, а при частоті обертання 1000 хв<sup>-1</sup> та 2000 хв<sup>-1</sup> на рис. 5.

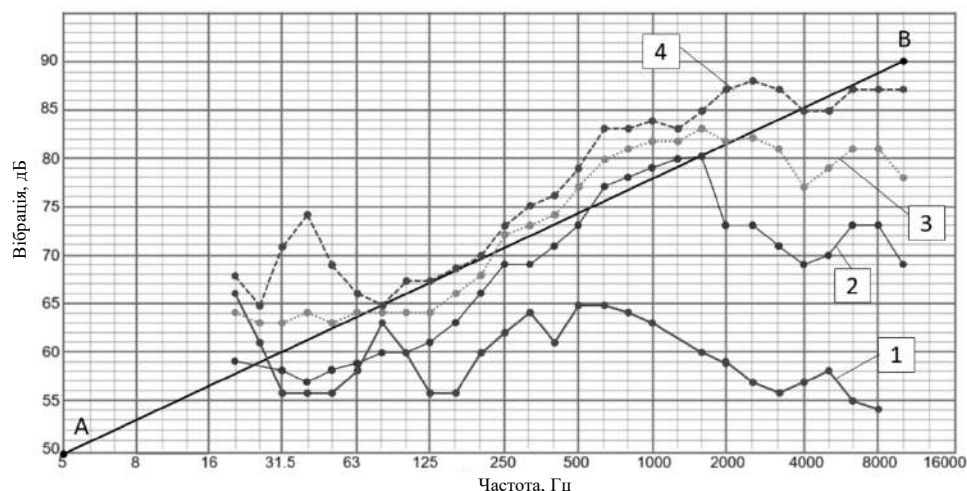


Рис. 4. Спектрограми рівнів вібрації КПП в точці вимірювання 1: 1 – рівень вібрації перешкод; 2 – мінімальні рівні вібрації; 3 – середні арифметичні рівні вібрації; 4 – максимальні рівні вібрації; пряма АВ – максимальні допустимі рівні вібрації

З рис. 4 видно, що рівні вібрації перешкод стенду задовольняють (крім частоти 80 Гц) вимогам придатності стенду до вимірювання рівнів вібрації КПП. Джерелом вібраційних перешкод на частоті 80 Гц є приводний електродвигун обкатного стенду. Вібрації електродвигуна передаються як по валу приводу, так і на корпус в точку вимірювання 1, рис 2. В інших точках вимірювання вібрації таких перешкод немає. Причиною розкиду мак-

симальних і мінімальних рівнів вібрації на частоті 40 Гц (рис. 4, спектр 4) є неспіввісність валів коробки передач і стенду. Причиною високих рівнів вібрації на частоті обертання 20 Гц (рис. 4) є дисбаланс валів коробки передачі привода стенду. При вимірюванні фактичних рівнів вібрації коробки передач в області частот від 100 Гц до 10 кГц, вібраційних перешкод стенда вимірювання вібрації КПП не спостерігалось.

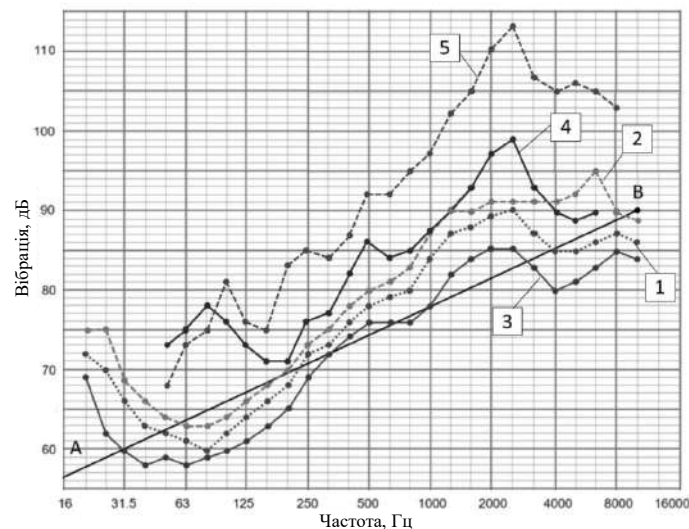


Рис. 5. Спектрограми вібрації коробки передач: 1, 2, 3 – на стенді випробування коробок передач; 4 – в складі трактора на роликівому стенді при частоті обертання 1000 хв<sup>-1</sup>; 5 – в складі трактора на роликівому стенді при частоті обертання 2000 хв<sup>-1</sup>; АВ – пряма, що показує гранично допустимі рівні вібрації

Оцінка технічного рівня конструкції КПП проводилась методом співставлення фактичних рівнів вібрації коробки з допустимими значеннями вібрації.

В якості гранично допустимих рівнів вібрації, які не впливають на швидкість процесів зношування, прийняті значення вібрації обмежені прямою АВ з рівнями 50 дБ на частоті 5 Гц і 90 дБ на частоті 10 кГц (рис. 4, 5) [24]. Відношення фактичних рівнів вібрації КПП до допустимих рівнів визначає коефіцієнт зниження ресурсу коробки передач, яке обумовлене перевищенням гранично допустимих значень вібрації.

Аналіз спектрів вібрації (рис. 4 і 5) наочно показує значне перевищення допустимої вібрації обмеженої прямою АВ. При частоті оберту вхідного валу 1000 хв<sup>-1</sup> перевищення досягає 14 дБ, а при частоті обертання 2000 хв<sup>-1</sup> перевищення досягає 25 дБ. Приведені рівні вібрації (рис. 4 і 5) є комплексним

показником якості конструкції КПП і технології її виробництва, які кореляційно пов'язані з функціональними параметрами (частотою обертання валів).

Окремо визначити вплив однієї зі складових якості коробки передач, визначених у виразі (1), а саме конструктивної складової, на збудження вібрації у КПП можливо за рівнем перевищення допустимої вібрації і очевидних конструктивних недоліків.

До цих недоліків відносяться:

- використання неякісних підшипників загального призначення;
- відсутність попереднього натягу підшипників в опорах;
- нетехнологічність конструкції збирання підшипникових вузлів і вихідних валів (рис. 3, точки 7 і 8) коробки передач.

Зниження ресурсу коробки передач наведені в таблиці 1.

Таблиця 1 – Рівні вібронавантаження деталей КПП

	Підвищення вібронавантаження деталей при частоті обертання, разів		Коефіцієнт зниження ресурсу КПП при частоті обертання	
	1000 хв. <sup>-1</sup>	2000 хв. <sup>-1</sup>	1000 в. <sup>-1</sup>	2000 хв. <sup>-1</sup>
Коробка передач:				
Зубчасті передачі	2.5	6.3	0.09	0.22
Підшипникові вузли	2.5	8.0	0.09	0.22
Роздавальна коробка				
Зубчасті передачі	4.8	8.0	0.12	0.24
Підшипникові вузли	8.0	31.6	0.19	0.36

### Оцінка якості виготовлення коробки передач

Оцінка якості виготовлення деталей і збирання КПП проводилась за розкидом максимальних і мінімальних рівнів вібрації вибірки коробок передач.

Оцінка можливостей зниження рівнів вібрації за рахунок дотримання технології виробництва КПП проводилась за мінімальними рівнями вібрації вибірки коробок передач.

Приведені на рис. 4-6 розкид максимальних і мінімальних рівнів вібрації від 10 дБ до 25 дБ свідчить про високу нестабільність технології виготовлення деталей і збирання коробок передач. Це досить великий розкид рівнів вібрації, оскільки відомо, що перехід

механізму в інший клас технічного стану складає 8 дБ, а збільшення на 16-20 дБ є граничним значенням приросту вібрації. З цих експериментальних даних витікає, що трактори типу Т-150К вже на стадії виробництва випускають різного класу технічного стану від «добраго» (крива 2, рис. 6) до граничного технічного рівня недопустимого до експлуатації.

Існуючі можливості зниження рівнів вібрації за рахунок дотримання технології виробництва КПП до вимог допустимої вібрації (пряма АВ) показані на рис. 6, спектр 2 для режимів роботи при частотах обертів до 1000 хв.<sup>-1</sup>.

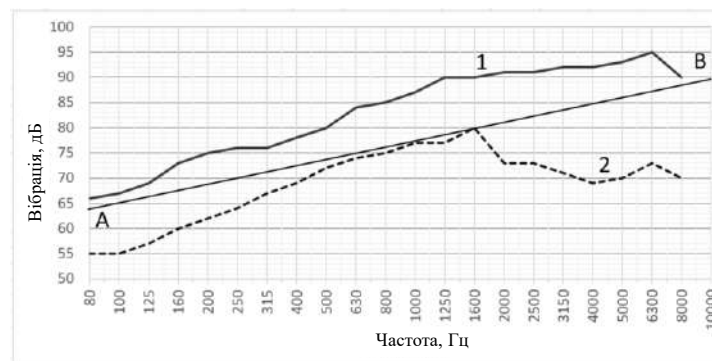


Рис. 6. Значення вібрації по 8-ми точкам для вибірки з партії сімнадцяти КПП при частоті обертів вхідного валу 1000 хв.<sup>-1</sup>: 1 – максимальні; 2 – мінімальні

Проведена статистична обробка результатів експериментальних досліджень, визначені середньоарифметичні ( $L_{av}$ , дБ), мінімальні ( $L_{min}$ , дБ) і максимальні ( $L_{max}$ , дБ) вібрації, та середні квадратичні відхилення вібрації ( $\sigma$ , дБ) коробок передач при включенні четвертої передачі третього (транспортного) діапазону і вхідній швидкості обертання приводного валу стану 1000 хв.<sup>-1</sup> для точок виміру 1-8, рис. 1.

В статистичну обробку вібраційних характеристик включені всі виміряні значення вібрації. Перевірка вибірки виміряних зна-

чень вібрації вибірки коробок на можливі випадкові і помилкові результати не проводилась. Припущення на помилковість різко виділяючихся мінімальних і максимальних значень не можна вважати випадковими, оскільки вимірювання вібрації проводилися ретельно і повторно перевірялися. Але при нормуванні вібрації, якщо розкид між максимальними і мінімальними рівнями більше 10 дБ, необхідно проводити перевірку на наявність випадкової похибки.

Аналіз результатів статистичної обробки показав, що джерелами високих рівнів вібра-

ції коробки передач є дефекти якості виготовлення зубчатих передач (смуга частот 250-1250 Гц), підшипникових вузлів (смуга частот 2000 -3150 Гц) та їх збирання, якість використаних підшипників, великі зазори посадок підшипників в корпусі (смуга 250 – 4000 Гц). Причиною високих рівнів вібрації в області частот 2000 – 3150 Гц є резонанс зовнішнього кільця підшипників.

Рівні вібрації сильно залежать від частоти обертання валів (рис. 5), які вказують на низьку якість виготовлення зубчатих передач і використаних підшипників кочення. Максимальні рівні вібрації КПП в точках контролю

7, 8 (криві 1, 2) пояснюються великими значеннями зазорів в спряженні «зовнішнє кільце підшипника – корпус коробки передач» при відсутності попереднього натягу підшипників в опорах валів.

В цілому, для оцінки вібраційного стану коробок передач тракторів Т-150К на стадії виготовлення скористаємось загальноприйнятими рекомендаціями придатності нових машин до експлуатації (Таблиця 2), що вказані в міжнародних стандартах ISO і в ряді державних стандартів ДСТУ, ГОСТ на вібраційні характеристики підшипників.

Таблиця 2 Критерії оцінки вібраційного стану КПП

Оцінка стану	Діапазон вібрації	Стадії життя
Добрий	менше $L_{av} + \sigma$	Виробництво
Нормальний	більше $L_{av} + \sigma$ , але менше $L_{av} + 2\sigma$	Експлуатація
Поганий	більше $L_{av} + 2\sigma$ , але менше $L_{av} + 3\sigma$	
Аварійний	більше $L_{av} + 3\sigma$	

Як видно з рис. 5 і Таблиці 2, всі коробки передач вже на стадії виробництва на частоті  $2000 \text{ хв}^{-1}$  не вдовольняють вимогам допустимих норм вібраційного стану. Лише деякі КПП при частоті обертання вхідного валу  $1000 \text{ хв}^{-1}$  можуть вдовольняти вимогам «доброго» стану (рис. 6, спектр 2).

## Висновки

Вібродіагностичні характеристики КПП дозволяють оцінювати якість конструкції і виготовлення за рівнями вібрації. Наявність резонансних рівнів вібрації вказує на наявність дефектів конструкції і є ознакою необхідності удосконалення КПП. і прогнозувати можливості їх удосконалення.

Встановлено, що рівні вібрації коробок передач на стадії виготовлення досягають 85-113 дБ і перевищують допустимі вібрації на 10-25 дБ.

Основними джерелами вібрації коробок передач є дефекти якості виготовлення зубчатих передач і підшипникових вузлів та їх збирання, використання неякісних підшипників, великі зазори посадок підшипників в корпус, конструктивна нетехнологічність збірки коробки передач.

Основною причиною прискореного розвитку несправностей і зниження ресурсу більшості механізмів коробки передач є підвищення вібронавантаження у 2,5-31,6 разів над допустимими рівнями вібрації.

## Конфлікт інтересів

Автори заявляють, що немає конфлікту інтересів щодо публікації цієї статті.

## Література

- Patlins, A., Hnatov, A., Arhun, S., & Dzyubenko, O. (2019). Design and research of constructive features of paving slabs for power generation by pedestrians. *Transportation Research Procedia*, 40, 434–441. <https://doi.org/10.1016/j.trpro.2019.07.063>
- Colmenar-Santos, A., Muñoz-Gómez, A.-M., Rosales-Asensio, E., & López-Rey, Á. (2019). Electric vehicle charging strategy to support renewable energy sources in Europe 2050 low-carbon scenario. *Energy*, 183, 61–74.
- Patlins, A. (2017). Improvement of Sustainability Definition Facilitating Sustainable Development of Public Transport System. *Procedia Engineering*, 192, 659–664. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.06.114>
- Bogajevskiy, A., Arhun, S., Hnatov, A., Dvadnenko, V., Kunicina, N., & Patlins, A. (2019). *Selection of Methods for Modernizing the Regulator of the Rotation Frequency of Locomotive Diesels*. 1–6.
- Hnatov, A., Argun, S., Tarasov, K., Hnatova, A., Migal, V., & Patlins, A. (2019). Researching the Model of Electric Propulsion system for bus with the Matlab Simulink. *2019 IEEE 60th International Scientific Conference on Power and Electrical Engineering of Riga Technical University (RTUCON)*, 1–6.

- <https://doi.org/10.1109/RTUCON48111.2019.8982352>
6. Gnatov, A., & Argun, S. (2015). New Method of Car Body Panel External Straightening: Tools of Method. *International Journal of Vehicular Technology*, 2015, 1–7. <https://doi.org/10.1155/2015/192958>
  7. Galiev, I., Khafizov, C., Adigamov, N., & Khusainov, R. (2018). Increase of efficiency of tractors use in agricultural production. *Proceedings of 17th International Scientific Conference "Engineering for Rural Development*, 17, 373–377.
  8. Lee, M., & Singha Roy, S. (2019). Advancement in Wireline Tractor Design Reduces Operating Time and Improves Reliability. *SPE/ICoTA Well Intervention Conference and Exhibition*.
  9. Khafizov, K. A., Khafizov, R. N., & Adigamov, N. R. (2014). The main directions of technical service development in the agricultural complex of Tatarstan. Herald of Kazan State Agrarian University. *Publishing House of Kazan SAU*, 9(4), 34.
  10. Yahin, S., Gabdrafiqov, F., Khaliullin, F., Khusainov, R., & Naficov, I. (2020). Improving the operational efficiency of tractors by ensuring their ability to perform work. *BIO Web of Conferences*, 17, 00111.
  11. Durczak, K., Jurek, P., Ekielski, A., & Żelaziński, T. (2018). The ergonomics and safety of farming tractors – users' opinion. *Journal of Research and Applications in Agricultural Engineering*, Vol. 63(nr 1). <http://yadda.icm.edu.pl/yadda/element/bwmeta1.element.baztech-9482fc7f-dcf9-4277-a58a-3d82a64684ad>
  12. Juostas, A., & Janulevičius, A. (2009). Evaluating working quality of tractors by their harmful impact on the environment. *Journal of Environmental Engineering and Landscape Management*, 17(2), 106–113. <https://doi.org/10.3846/1648-6897.2009.17.106-113>
  13. Bin, X., Chao, Z., Shuo, C., Enrong, M., & Yuefeng, D. (2015). Transmission performance of two-wheel drive electric tractor. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 46(6), 8–13.
  14. Nefedov, A. (2012, July). *Monitoring nadezhnosti traktorov vyisokoy moschnosti dlya sela*. Osnovnyie sredstva. <https://os1.ru/article/4969-monitoring-nadezhnosti-traktorov-vysokoy-moshchnosti-dlya-sela>
  15. Shuang, Z. (2011). Research of Multi-faults in the Tractor's Gearbox Based on Support Vector Machines Method [J]. *Journal of Agricultural Mechanization Research*, 5, 23–31.
  16. Michalski, R., Gonera, J., & Janulin, M. (2015). A functional and task fault-oriented diagnostic system for wheeled tractors. *Agricultural Engineering*, Vol. 19, No. 3. <http://dx.medra.org/10.14654/ir.2015.155.136>
  17. Arhun, S., Migal, V., Hnatov, A., Hnatova, H., & Ulyanets, O. (2020). System Approach to the Evaluation of the Traction Electric Motor Quality. *EAI Endorsed Transactions on Energy Web*, 7(26), 1–9. <https://doi.org/10.4108/EAI.13-7-2018.162733>
  18. Migal, V., Lebedev, A., Shuliak, M., Kalinin, E., Arhun, S., & Korohodskiy, V. (2021). Reducing the vibration of bearing units of electric vehicle asynchronous traction motors. *Journal of Vibration and Control*, 27(9–10), 1123–1131. <https://doi.org/10.1177/1077546320937634>
  19. Jolandan, S. G., Mobli, H., Ahmadi, H., Omid, M., & Mohtasebi, S. S. (2012). Fuzzy-Rule-Based faults classification of gearbox tractor. *Wseas Transactions on Applied and Theoretical Mechanics*, 7(2), 69–82.
  20. Ahmadi, H., Heidarbeigi, K., Labbafi, R., & Bagheri, B. (2010). Fuzzy-Rule-Based Faults Classification of Gearbox of MF 285 Tractor. *4th Condition Monitoring & Fault Diagnosis Conference, Sharif University of Technology*, 69–82.
  21. Heidarbeigi, K., Ahmadi, H., Omid, M., & Tabatabaefar, A. (2010). Evolving an artificial neural network classifier for condition monitoring of massy ferguson tractor gearbox. *International Journal of Applied Engineering Research*, 5(12), 2097–2107.
  22. Ju, P. (2003). The research on tractor gearbox breakdown diagnosis. *Tractor & Farm Transporter*, 2, 6–10.
  23. Arhun, S., Hnatov, A., Migal, V., & Ponikarovska, S. (2020). Determining the quality of electric motors by vibro-diagnostic characteristics. *EAI Endorsed Transactions on Energy Web*, 7(29(e6)), 1–8. <https://doi.org/10.4108/eai.13-7-2018.164101>
  24. Migal, V., Arhun, Shch., Hnatov, A., Dvadenko, V., & Ponikarovska, S. (2019). Substantiating the Criteria For Assessing the Quality of Asynchronous Traction Electric Motors in Electric Vehicles and Hybrid Cars. *Journal of the Korean Society for Precision Engineering*, 10(36), 989–999. <https://doi.org/10.7736/KSPE.2019.36.10.989>
- Мигаль Василь Дмитрович**<sup>1</sup>, д.т.н., проф. каф. тракторів і автомобілів, тел. +38 0993780451, e-mail: prof.myhal@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2308-760X>
- Аргун Щасяна Валіковна**<sup>2</sup>, д.т.н., проф. каф. автомобільної електроніки, тел. +38 0993780451, [shasyana@gmail.com](mailto:shasyana@gmail.com), ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6098-8661>
- Гнатов Андрій Вікторович**<sup>2</sup>, д.т.н., проф. каф. автомобільної електроніки, тел. +38 06674380887, [kalifus76@gmail.com](mailto:kalifus76@gmail.com),

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0932-8849>

<sup>1</sup>Державний біотехнологічний університет, вул. Алчевських, 44, Харків, Україна, 61002

<sup>2</sup>Харківський національний автомобільно-дорожній університет, 61002, Україна, м. Харків, вул. Ярослава Мудрого, 25.

### Vibration characteristics of tractor gearboxes

**Abstract. Problem.** Improving the efficiency, quality, reliability and economy of tractor equipment is one of the most important tasks of modern society. This is due to the fact that in agriculture, tractors can perform up to 80% of various operations. The cost of production, product quality, compliance with the conditions of technological operations, etc. depend on the properties and reliability of tractors. The main factor limiting the effective use of tractors in agriculture is the problem of insufficient reliability of tractors, namely, the reliability of its individual components. One of the most important units is its gearbox. The existing methods for diagnosing tractor gearboxes are designed to detect damage, but they are not able to determine the quality of the gearbox at the design and manufacturing stage. Such an opportunity would greatly simplify the process of diagnosing tractor boxes. **Goal.** The purpose of the research is to assess the quality of design and manufacture of tractor boxes according to their vibration characteristics by identifying design and manufacturing defects, which will allow developing the ways to improve them. **Methodology.** Methods for detecting statistical data on the boundary values of structural vibrational parameters and their connection with the technical condition of tractors were used. Experimental research methods and mathematical methods for processing and modulating the results obtained were used as well as the methods of statistical calculation and comparison of vibration characteristics with permissible vibrations that do not affect the acceleration of the process of tractor parts wear. **Results.** Experimental studies of vibro-diagnostic characteristics of tractors were carried out. Studies were made to measure vibration diagnostic indicators; a spectral analysis of gearbox vibration was carried out. An assessment of the quality of manufacturing parts and assembly of

tractor gearboxes was made. Such an assessment was carried out by analyzing the spread of the maximum and minimum vibration levels for a sample of gearboxes. **Originality.** An assessment was made of the possibilities of reducing vibration levels by observing the technology for the production of tractor boxes. This assessment was based on the analysis of minimum vibration levels of tractor boxes. Statistical processing of the results of experimental studies was carried out with the determination of the arithmetic mean, minimum and maximum vibrations, and the standard deviations of the vibration of gearboxes when the fourth gear of the third (transport) range is engaged. **Practical value.** Vibro-diagnostic characteristics of tractor boxes make it possible to evaluate the quality of design and manufacture by vibration levels. It was established that the vibration levels of boxes at the manufacturing stage reach 85-113 dB and exceed the permissible vibrations by 10-25 dB. The main sources of gearbox vibration are: defects in the quality of gears and bearing assemblies; their assembly, the use of low-quality bearings, large clearances of bearing fit in the housing, and the problem of gearbox assembly technology.

**Key words:** vibration diagnostics, vibrations, diagnostics, tractor gearbox.

**Migal Vasily<sup>1</sup>**, professor, Doct. of Science, Department of Tractors and Cars, e-mail: [prof.myhal@gmail.com](mailto:prof.myhal@gmail.com),

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2308-760X>

**Arhun Shchasiana<sup>2</sup>**, professor, Doct. of Science, Vehicle Electronics Department, tel. +38 099-378-0451, e-mail: [shasyana@gmail.com](mailto:shasyana@gmail.com),

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6098-8661>

**Hnatov Andrii<sup>2</sup>**, professor, Doct. of Science, Head of Vehicle Electronics Department,

tel. +38 066-7438-0887, [kalifus76@gmail.com](mailto:kalifus76@gmail.com),

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0932-8849>

<sup>1</sup>State Biotechnological University, Alchevskyyh str., 44, Kharkiv, Ukraine, 61002

<sup>2</sup>Kharkov National Automobile and Highway University, 25, Yaroslava Mudrogo str., Kharkiv, 61002, Ukraine.