

Вісник машинобудування та транспорту

Науковий журнал
Засновник і видавець: Вінницький національний технічний університет
Виходить 2 рази на рік Заснований у січні 2015 року
№1(23) 2026

DOI випуску: <https://doi.org/10.31649/2413-4503-2026-23-1>

ЗМІСТ

<i>Анінко О. Б., Тюріна В. Ю., Панкул О. М.</i> Про один підхід до однорідності статистичної оцінки технічних систем	3
<i>Березюк О. В.</i> Залежність тривалості завантаження твердих побутових відходів у сміттєвоз від сили затискання контейнера	11
<i>Віштак І. В., Сорока М. О.</i> Фізико-математичне моделювання процесу відновлення підшипників ковзання з використанням полімерів	17
<i>Волков В. П., Кривошапов С. І., Волкова Т. В., Кузель В. П., Верхломчук В. В.</i> Удосконалення технології контролю і управління технічним станом муніципальних транспортних засобів в умовах інтелектуальних транспортних систем	25
<i>Дорошенко В. С., Хоменко О. В., Янченко О. Б.</i> Розробка методу лиття метало-піщаних композитів за полімерними моделями в контексті сучасної систематизації композиційних матеріалів	34
<i>Кашканов А. А., Буряк В. В., Москалюк М. Л.</i> Оптимізація логістики запасних частин у перевезеннях зернових культур як чинник зниження аварійності	42
<i>Кашканов В. А., Цимбал С. В., Варчук В. В.</i> Методологічні підходи до формування тарифної політики у сфері міського паркування	50
<i>Корнач А. О., Левківський О. О., Корнач О. А.</i> Розширені методи діагностування паливної системи високого тиску дизеля	58
<i>Котенко А. С.</i> До визначення маневреності шарнірно-зчленованого автобуса із самоустановлювальними колесами осі причепа	67
<i>Обертюх Р. Р., Слабкий А. В., Котик С. І., Кудраш В. О., Бакалець Д. В.</i> Методика проектного розрахунку параметричного однокаскадного генератора імпульсів тиску з регульованим тиском «закриття»	78
<i>Пелех О. Г., Зінько Р. В., Поляков А. П., Скварок Ю. Ю., Бадейнов О. М.</i> Експериментальне дослідження пружних елементів підвіски автомобіля	88
<i>Сивак Р. І., Музичук В. І., Наляжний В. С.</i> Ущільнюваність сипучих матеріалів в умовах комбінованого вібраційного впливу	97
<i>Черехаха О. С., Галушак Д. О., Колісник О. В., Барміна Д. В.</i> Визначення раціональної технології доставки продукції рослинного походження в контейнерах між Україною та Іспанією	106
<i>Шарай С. М., Рой М. П., Цимбал О. В.</i> Взаємодія транспортних підприємств у секторі вантажних автомобільних перевезень	115
<i>Шиян А. А.</i> Дрони як ключовий елемент формування протиповітряної оборони від дронів та крилатих ракет у тилу та на полі бою	122

CONTENT

O. Anipko, V. Tyurina, O. Pankul. On one approach to the homogeneity of the statistical estimation of technical systems	3
O. Bereziuk. Duration dependence of loading municipal solid waste into a garbage truck on the container clamping force	11
I. Vishtak, M. Soroka. Physical and mathematical modeling of the process of renewal of sliding bearings using polymers	17
V. Volkov, S. Kryvoshapov, T. Volkova, V. Kuzhel, V. Verkhloshchuk. Improvement of control technology and management of the technical condition of municipal transport vehicles in the conditions of intellectual transport systems	25
V. Doroshenko, O. Khomenko, A. Yanchenko. Development of the metal-sand composite casting method using polymer patterns in the context of modern composite materials systematization	34
A. Kashkanov, V. Buriak, M. Moskaliuk. Optimisation of spare parts logistics in grain transportation as a factor in reducing accident rates	42
V. Kashkanov, S. Tsybal, V. Varchuk. Methodological approaches to forming tariff policy in the sphere of urban parking	50
A. Korpach, O. Levkivskiy, O. Korpach. Advanced diagnostics of high-pressure diesel injection systems	58
A. Kotenko. Determination of maneuverability of an articulated bus with self-steering wheels on the trailer axle	67
R. Obertykh, A. Slabkyi, S. Kotykh, V. Kudrash, D. Bakalets. Method of design calculation of a parametric single-stage pressure pulse generator with adjustable pressure "closing"	78
O. Pelekh, R. Zinko, A. Polyakov, Yu. Skvarok, O. Badeynov. Experimental study of elastic elements of car suspension	88
R. Sivak, V. Muzychuk, V. Naliazhnyi. Compactness of bulk materials under conditions of combined vibration impact	97
O. Cherepakha, D. Halushchak, D. Barmina, O. Kolisnyk. Determination of rational technology for the delivery of plant products in containers between Ukraine and Spain	106
S. Sharai, M. Roi, O. Tsybal. Interaction of transport enterprises in the sector of road freight transportation	115
A. Shyian. Drones as the crucial element for air defense building against drones and cruise missiles at the rear and battlefield	122

О. Б. Аніпко
В. Ю. Тюріна
О. М. Панкул

ПРО ОДИН ПІДХІД ДО ОДНОРІДНОСТІ СТАТИСТИЧНОЇ ОЦІНКИ ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ

Харківський національний університет Повітряних Сил імені Івана Кожедуба

У статті розглянуто проблему забезпечення статистичної однорідності емпіричних даних при аналізі надійності та готовності складних технічних систем. Автори виходять із тези, що статистика як наука про однорідні події вимагає суворого виділення ознак спільності об'єктів дослідження, оскільки ігнорування цього фактору веде до отримання грубих та малоінформативних результатів. У роботі проведено паралель між методами стратифікації в медицині (зокрема в геронтології) та процесами технічної експлуатації авіаційного і транспортного парку. Відомо, що в медицині статистика враховує вікові зміни організму (діти, підлітки, люди старшого віку), технічна оцінка повинна базуватися на динамічній стратифікації життєвого циклу об'єкта для врахування незворотних структурних змін матеріалів, втому металу та накопиченого зносу.

Методологічним фундаментом дослідження виступає подальший розвиток дистрибутивного підходу, що передбачає класифікацію відмов відповідно до конкретних фізичних процесів, що приведе до змін в технічних системах, таких як корозія, вібрація, тертя та температурне навантаження. На основі аналізу стратифікації життєвого циклу, де наочно демонструється зростання базового рівня інтенсивності виділено окремі інтервали часу, які характеризуються відповідною інтенсивністю відмов, що зумовлено ремонтом. Особливу увагу приділено етапу подовженої експлуатації, де вирішального значення набувають приховані відмови, що не виявляються штатними методами діагностування.

Наукова новизна роботи полягає у розробці та обґрунтуванні критеріїв, щодо розподілу масиву даних про відмови за типами технічних систем, що в свою чергу забезпечує однорідність отриманої інформації. Розроблено показник, який дозволяє прогнозувати наявність прихованих дефектів, що вимагає виключення таких подій із загального розрахунку показників надійності.

У заключній частині статті запропоновано використовувати показники технічного використання $K_{тв}$ та готовності K_g як інструменти кількісної оцінки ефективності на чотирьох інтервалах: до першого капітального ремонту, між ремонтними циклами, до моменту списання та на етапі «продовження життя» після завершення призначеного терміну служби. Запропонований підхід дозволяє реалізувати однорідність подій на відповідних часових періодах життєвого циклу технічних систем.

Ключові слова: надійність технічних систем, статистична однорідність, стратифікація життєвого циклу, дистрибутивний підхід, приховані відмови, коефіцієнт технічного використання, коефіцієнт готовності, аномальні значення, час відновлення, геронтологічні зміни в техніці, авіаційний транспорт, надійність, діагностика, життєвий цикл, технічний стан, експлуатація, призначений ресурс, обмеження ресурсів, прогнозування, функція надійності, прихована відмова, профілактичні роботи, складна технічна система, амортизація.

Вступ

Відомо, що статистика – це наука про однорідні події, методи та результати якої знаходять широке застосування в демографії, медицині, техніці, управлінні та економіці. Однак щоразу, застосовуючи статистичний підхід, необхідно насамперед виділити ознаку спільності подій [1], [2].

У демографії при визначенні зміни чисельності населення аналізують дані про смертність і народжуваність. Причому, якщо розглядати проблему летальності від захворювань серцево-судинної системи (ССС), то тут недостатньо розглядати тільки кількість летальних випадків. У цьому разі доцільно застосовувати стратифікацію всієї сукупності інформації за віковим критерієм: діти, підлітки, середній та старший вік. Такого роду інформація є більш корисною, оскільки дозволяє враховувати геронтологічні зміни [3]. Далі така градація може бути ще більш розгалуженою за статевою ознакою (чоловік, жінка), зовнішніми умовами (куріння, алкоголь, шкідливі звички тощо). Кожне таке уточнення відображає мету розв'язуваної задачі із застосуванням статистичних методів.

Слід зазначити, що статистичний аналіз однорідності подій набуває фундаментального значення при дослідженні надійності авіаційного транспорту. Сучасний стан парку авіаційної техніки характеризується вимушеною тривалою експлуатацією, під час якої значна частина технічних систем (ТС) перебуває на етапах граничного τ_y та подовженого $\tau_{пе}$ (ресурсів) періоду експлуатації [5], [10]. У таких умовах класичні методи, що базуються на усереднених показниках надійності (зокрема, на

середньому напрацюванні до відмови), втрачають свою прогностичну валідність [1], [4]. Це зумовлено тим, що статичні моделі не здатні коректно відобразити кумулятивний ефект нелінійних деградаційних процесів. Ключовим чинником для ТС з великим накопиченим напрацюванням стає втома конструкційних матеріалів та приховані структурні зміни у вузлах та деталях, що виникають внаслідок циклічних навантажень [7], [12]. Застосування єдиного нормативного підходу до всієї сукупності ТС призводить до суттєвих похибок - підвищення ризику критичних відмов, передчасного виведення з експлуатації та необґрунтованого списання техніки - через недооцінку індивідуального зносу [6], [8].

Відтак, перехід до динамічної стратифікації життєвого циклу (ЖЦ) є необхідною умовою забезпечення безпеки експлуатації у післягарантійний період. Такий підхід дозволяє враховувати не лише календарний строк експлуатації ТС, а й фактичну «фізичну втому» конструкції, що відповідає врахуванню геронтологічних змін [3].

У техніці однією з привабливих сторін використання статистичних методів є пасивний експеримент. У цьому разі збирають наявну інформацію про клас технічних систем (ТС), їх типи, умови експлуатації тощо. Однак, збираючи таку інформацію, зазвичай припускають, що за досліджуваним показником умови його фіксованого значення однакові для всіх аналізованих систем. Але, порівнюючи збіг з оригіналом таке припущення може давати суттєво грубі результати, хоча при відповідній постановці завдання може бути досить інформативним. Для подолання цієї проблеми у даній роботі набув подальшого розвитку загальний підхід [4], у якому обґрунтовано фундаментальний дистрибутивний підхід до аналізу готовності авіаційного парку. Наукова новизна даного підходу полягає у вимозі не зводити всі відмови на одну часову вісь, а класифікувати їх відповідно до фізичних процесів, що призвели до відповідних наслідків (корозії, вібрації, тертя та зносу, температурного навантаження тощо). Оскільки швидкість протікання цих процесів різна, то і їхня інтенсивність буде неоднаковою.

Для формування однорідних ознак розглянуто етап експлуатації за призначенням ЖЦ який в свою чергу розподілено на часові періоди [5], [6], [8], [10], [12].

Такий підхід дозволяє відстежити динамічну стратифікацію об'єктів авіаційного парку залежно від накопиченого напрацювання τ . Оскільки капітальні ремонти та регламентні роботи вибірково впливають на різні фізичні процеси зміни стану об'єкта, кожна стадія ЖЦ характеризується «дистрибутивним профілем» відмов [7]. Зокрема, на початкових етапах домінують процеси припрацювання та випадкові відмови, тоді як на етапі граничного ресурсу $\tau_{\text{пе}}$ вирішального значення набувають приховані відмови. Це призводить до трансформації закону розподілу напрацювання на відмову, що робить неможливим використання єдиної статичної оцінки для всього періоду експлуатації ТС.

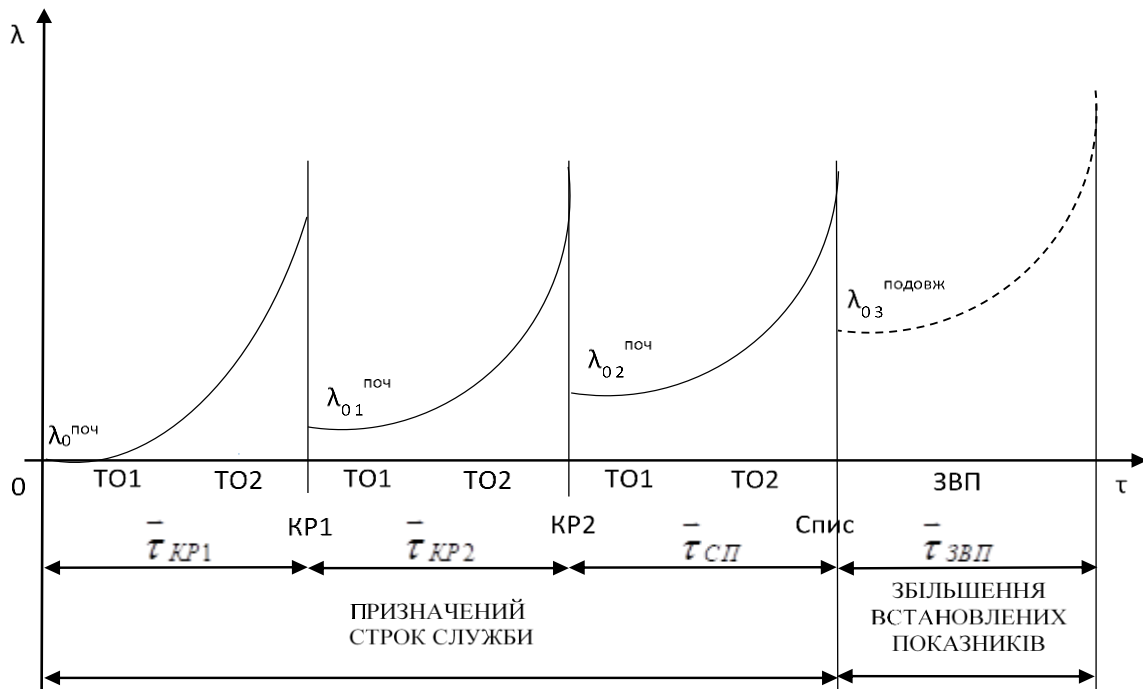


Рис. 1. До розподілу етапу експлуатації на періоди ($\lambda_0^{\text{поч}}, \lambda_{01}^{\text{поч}}, \lambda_{02}^{\text{поч}}$ - інтенсивності відмов на початку кожного міжремонтного циклу; КР1, КР2 – проведення капітальних ремонтів; ТО1, ТО2 – проведення планового технічного обслуговування; Спис – закінчення призначеного терміну служби (списання); ЗВП – заходи щодо продовження ресурсу (збільшення встановлених показників); $\lambda_{03}^{\text{подоож}}$ – інтенсивність відмов на етапі «продовження»)

На рис.1 відображено стратифікацію ЖЦ експлуатації ТС. На відміну від класичного підходу, що розглядає надійність як усереднений показник для всього парку, даний графік демонструє фізично обґрунтований розділ часу експлуатації на самостійні інтервали напрацювання t_i .

На першому етапі необхідно забезпечити статистичну однорідність даних шляхом розбиття загального напрацювання системи на якісно відмінні часові інтервали. Це важливо, оскільки на різних стадіях експлуатації фізичні процеси деградації мають різну природу та інтенсивність.

Життєвий цикл розбивається на інтервали τ_1 (до КР1), τ_2 (між КР1 та КР2) та τ_y :

– інтервал, τ_{np1} : на цьому етапі система працює в умовах, близьких до розрахункових значень, а статистика відмов відображає якість виробничої збірки та припрацювання вузлів. Це період «фаза раннього життєвого циклу», де домінують випадкові відмови;

– інтервал τ_{np2} : етап на якому починають проявлятися закономірні процеси втоми металу та зносу, а рівень надійності значною мірою залежить від повноти відновлення під час ремонту;

– інтервал τ_y : етап граничної експлуатації, на якому накопичені «незворотні» зміни матеріалів роблять систему найбільш вразливою до відмов, що вимагає підвищеної уваги до діагностування та ремонту;

– інтервал τ_{ne} : етап подовженої експлуатації «подовження життєвого циклу» понад призначений термін служби. Характеризується експоненціальним зростанням ризику відмов через критичну втому матеріалів. На цьому етапі перехід до індивідуального контролю технічного стану є оптимальним методом безпечного використання кожної одиниці техніки.

Структура повного життєвого циклу T описується як послідовна сукупність етапів експлуатації, що дозволяє диференціювати сумарний ресурс ТС на функціонально завершені часові відрізки:

$$T = \bar{\tau}_{np1} + \bar{\tau}_{np2} + \bar{\tau}_y + (\bar{\tau}_{ne}), \quad (1)$$

де T - загальний час експлуатації; $\bar{\tau}_{np1}$ – середня тривалість першого етапу експлуатації (КР1); $\bar{\tau}_{np2}$ – середня тривалість міжремонтного періоду (між КР1 та КР2), де починають проявлятися закономірності зносу; $\bar{\tau}_y$ – середня тривалість етапу експлуатації від останнього капітального ремонту до досягнення граничного стану; $\bar{\tau}_{ne}$ – середня тривалість етапу подовженої експлуатації понад призначений термін служби.

Крива $\lambda(\bar{\tau})$ наочно демонструє, що після кожного ремонту інтенсивність відмов падає, але базовий рівень цього показника неминує зростає.

Розбиття ЖЦ на ці інтервали сприяє сформуванню об'єктивної дистрибутивної характеристики для кожної стадії, що дає змогу врахувати геронтологічні зміни системи, подібні до вікових змін у медицині. Використання аналогії з геронтологічними змінами, закладеної у методологію дослідження, дозволяє реалізувати концептуальний перехід від статичних оцінок до індивідуального супроводження кожної одиниці авіаційного парку. У цьому контексті розрахунок показників надійності та готовності перестає бути суто формальною статистичною процедурою, а стає основою для прийняття обґрунтованих індивідуальних рішень щодо кожної одиниці транспортного парку. Це дозволяє не лише продовжити «безпечну» експлуатацію техніки на етапі τ_{ne} , а й оптимізувати витрати на її технічне обслуговування шляхом виключення надлишкових робіт.

При цьому слід враховувати, що запропонована стратифікація є динамічною, оскільки вона базується не лише на жорстко встановлених часових інтервалах, а й на безперервній зміні властивостей конструкційних матеріалів [4], [7], [12]. Динамізм підходу полягає у здатності моделі адаптуватися до реальних процесів деградації, які можуть прискорюватися або сповільнюватися залежно від інтенсивності навантажень та специфіки експлуатаційного середовища у місцях базування ТС [9], [11], [13]. Це дозволяє оперативно коригувати прогноз стану ТС, переходячи від статичних «нормативних» даних до моніторингу фактичного технічного стану в реальному часі [6], [8], [10].

Згідно з дистрибутивним підходом [4], [5], [9], це зумовлено процесами, які ремонт не здатний нівелювати - втомою металу, структурними змінами матеріалів та інше. На етапі продовження експлуатації τ_{ne} цей рівень стає настільки високим, що система постійно перебуває в зоні підвищеного ризику і є найбільш складним для статистичного аналізу. Саме тут починають домінувати латентні відмови, які не виявляються штатними методами контролю (ТО1, ТО2 та інші). У зв'язку з цим, проведення динамічної стратифікації життєвого циклу стає не просто допоміжним методом, а необхідною умовою для отримання достовірних даних.

Як можна бачити з рис. 1, періоди етапу експлуатації за виглядом функції ймовірності відмов мають подібний характер. Відмінність полягає у двох параметрах.

Перший – це показник, що характеризує надійність системи на початку періоду, другий -показник ступеня у функції $\lambda_0 = f(\bar{\tau}_i)$.

З огляду на це, доцільно розглядати весь етап експлуатації як сукупність таких періодів із відповідними значеннями наведених вище параметрів. Такий підхід дозволяє використовувати універсальну модель періоду, яка представляється наступним чином (рис.2):

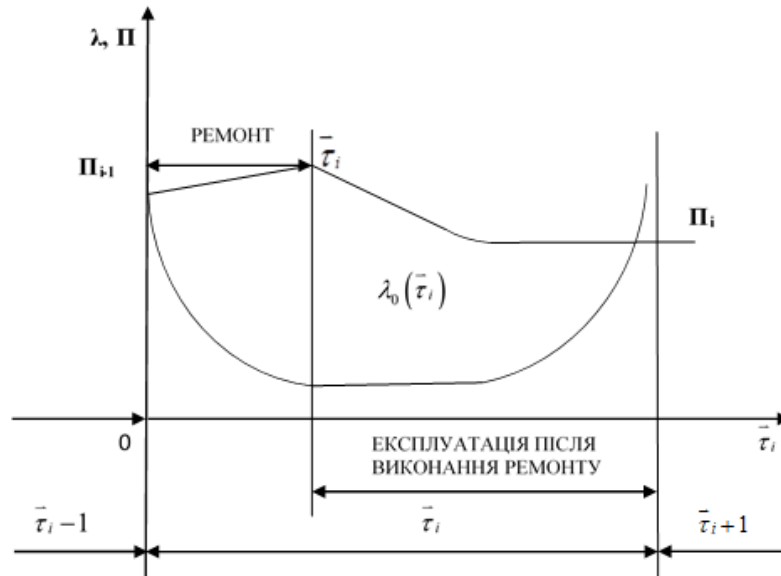


Рис. 2. До визначення універсального періоду (Π - показник надійності системи; λ - інтенсивність відмов; τ_i - середнє напрацювання технічної системи в межах досліджуваного i -го періоду; Π_{i-1} - рівень інтенсивності відмов наприкінці попереднього періоду експлуатації; $\lambda_0(\bar{\tau}_i)$ - функція зміни інтенсивності відмов під час експлуатації після виконання ремонту; $\bar{\tau}_i - 1$ - стан технічної системи безпосередньо перед початком ремонтних робіт; $\bar{\tau}_i + 1$ - початок наступного кроку в життєвому циклі технічної системи; $\bar{\tau}_i$ - поточний цикл (активний етап) протягом цього інтервалу технічна система використовується за призначенням)

Графічна модель (рис. 2) наочно демонструє, що процес експлуатації ТС не є лінійним або безперервним у контексті надійності. Це послідовність циклічних змін (зниження надійності) внаслідок накопичення дефектів Π_{i-1} та відновлення під час ремонту до актуального стартового рівня Π_i , який відображає незворотні зміни властивостей та рівень фізичного старіння ТС, що не нівелюється ремонтом.

Формалізація динаміки деградації ТС (рис. 2) базується на застосуванні закону розподілу Вейбулла [17], [18], що дозволяє описати процес накопичення пошкоджень через функцію інтенсивності відмов:

$$\lambda(t) = \frac{\beta}{\eta} \left(\frac{t}{\eta} \right)^{\beta-1}, \quad (2)$$

де $\lambda(t)$ – інтенсивність відмов у момент часу t ; t – поточне напрацювання; η – параметр масштабу (характеристичне напрацювання); β – параметр форми, що характеризує швидкість зміни інтенсивності відмов.

При значенні $\beta < 1$, що є характерним для етапу вичерпання ресурсу, функція $\lambda(t)$ демонструє нелінійне зростання. Це підтверджує незворотність процесів фізичного старіння, після виконання капітального ремонту (КР) рівень інтенсивності відмов не повертається до початкових значень, а має тенденцію до підвищення через накопичення прихованих дефектів [8]. Такий підхід забезпечує об'єктивну базу для кількісної оцінки швидкості деградації на кожному інтервалі $\bar{\tau}_i$, що є підґрунтям для прийняття рішень про подальшу експлуатацію конкретної одиниці техніки.

Така динаміка обґрунтовує перехід до стратегії індивідуального контролю технічного стану кожної одиниці авіаційно-транспортного парку. Оскільки кожен новий етап t_i починається з вищого порогу інтенсивності відмов, розрахунок показників технічного використання $k_{ТВ}$ [13] та показники

готовності k_T , має базуватися на реальних параметрах поточної вибірки, а не на усереднених проектних нормативах.

Застосування даної моделі в комплексі з методами варіантних проробок [15] та аналізом інтеграції підсистем [16] дозволяє значно підвищити точність прогнозування стану на етапах подовження ресурсу [19].

Слід особливо підкреслити, що під терміном «вибірка» у цьому контексті слід розуміти обмежену статистичну сукупність емпіричних даних (напрацювання до відмови, час відновлення, кількість дефектів), що отримана від групи однотипних ТС протягом конкретного інтервалу напрацювання t [10].

Важливим фактором «очищення» вибірки [10] є врахування умов зберігання об'єкта під час експлуатації. Відповідно до емпіричних спостережень, термін зберігання при обслуговуванні не повинен перевищувати $\tau_{зб} \leq 2$ роки. Перевищення цього терміну призводить до викривлення статистичних даних через незворотні процеси природної деградації матеріалів, що робить такі дані непридатними для формування однорідної сукупності.

Для практичної реалізації предиктивної моделі та забезпечення високої достовірності аналізу авторами впроваджено механізм фільтрації вхідних даних. Особливо це стосується етапів старіння конструкції ($\tau_y, \tau_{пе}$), де статистична вибірка переважана аномальними значеннями через латентні дефекти.

Застосування критерію відношення фактичного часу ремонту до нормативного для "очищення" вибірки є необхідною умовою забезпечення її статистичної стійкості. Усунення аномальних значень, спричинених латентними відмовами, дозволяє уникнути зміщення оцінок математичного сподівання напрацювання до відмови, що є критичним при роботі з обмеженими вибірками на етапах граничного τ_y та подовженого $\tau_{пе}$ ресурсів. Відсутність такої фільтрації призводить до систематичної похибки оцінки надійності, внаслідок якої показники безвідмовності стають завищеними, не враховуючи наявність прихованих деградаційних процесів у конструкційних матеріалах.

Для відсіювання аномальних значень у вибірці використовується критерій часу відновлення, що базується на відношенні фактичних витрат (фактичний час ремонту) до нормативних (гранично допустимий час ремонту):

$$\tau_{факт} \leq \tau_{норм}, \quad (3)$$

де $\tau_{факт}$ – фактичний час ремонту; $\tau_{норм}$ – нормативний (гранично допустимий) час ремонту.

Якщо $\tau_{факт} > \tau_{норм}$, подія вважається аномальною і виключається з вибірки. Такий підхід дозволяє відокремити типові операції з технічного обслуговування від випадків, коли деградація структури матеріалу або латентні дефекти призвели до непередбачуваного зростання трудомісткості робіт.

Суть методу полягає в тому, що ми порівнюємо фактичний час ремонту із нормативним. Якщо ремонт триває довше встановленої норми – це свідчить про латентні відмови [6], [8], [10], [11] або критичний стан системи. Подібні події виключаються з вибірки – це дозволяє отримати об'єктивний показник надійності, базуючись лише на штатних і прогнозованих процесах. Коли розсіювання перевищує допустимі межі, статистична однорідність групи остаточно руйнується, що вимагає переходу від серійного оцінювання до індивідуального контролю технічного стану.

Практично, аналізуючи відмови, слід брати до уваги не лише фізичний процес, що призвів до них, а й відносити цю відмову до відповідного періоду етапу експлуатації. Це тим більш важливо, що стохастичні (імовірнісні) показники надійності мають сенс лише в тому випадку, якщо відомо, на якому часовому інтервалі вони отримані. Розроблений підхід поділяє етап експлуатації на періоди, що будь-який з періодів менший, ніж увесь етап експлуатації. Тобто для будь-якого i -го періоду:

$$\bar{\tau}_i < \sum_{i=1}^n \bar{\tau}_i, \quad (4)$$

де τ_i тривалість конкретного (i -го) досліджуваного періоду експлуатації (інтервал між ремонтами або етап подовженого ресурсу); n – загальна кількість усіх періодів, на які розділено повний життєвий цикл технічної системи; i – порядковий номер поточного періоду ($i = 1, 2, \dots, n$); $\sum_{i=1}^n \bar{\tau}_i$ – повна тривалість експлуатації ТС, що дорівнює сумі всіх окремих часових інтервалів.

Це, в свою чергу, дозволяє отримати відповідні оцінки показників надійності, близькі до фактичних. Крім цього, показники, що спираються на середні значення (перший момент випадкової величини), будуть краще характеризувати відповідні вибірки.

Для забезпечення «чистоти» вибірки на всіх етапах пропонується використовувати показник технічного використання k_{TB} [10], [12] та показники готовності k_G , що враховують час напрацювання T та час відновлення τ_p .

Для кількісної оцінки ефективності використання ТС на кожному стратифікованому етапі доцільно використовувати коефіцієнт технічного використання k_{TB} [10], [12] у вигляді:

$$k_{TB} = \frac{T}{T + \tau_p}, \quad (5)$$

де T – сумарне напрацювання об'єкта в годинах (або циклах) за досліджуваний період; τ_p – середній час, витрачений на всі види ТО та КР протягом цього ж періоду.

Для більш детального аналізу з урахуванням часу зберігання та транспортування $\tau_{зб.тр}$ використовується коефіцієнт готовності k_G [13], [14] у вигляді:

$$k_G = \frac{T}{T + \tau_p + \tau_{зб.тр}}, \quad (6)$$

де T – напрацювання системи; τ_p – середній час відновлення (ремонт); $\tau_{зб.тр}$ – сумарний час, що витрачається на зберігання та транспортування.

Використання цієї пари показників дозволяє диференціювати вплив планових відновлювальних робіт k_{TB} та випадкових відмов k_G , що є важливим для коректної оцінки технічного стану на етапах подовження ресурсу [13], [14].

На кожному з виділених інтервалів ЖЦ (див. рис. 1) проводиться диференційований аналіз відмов, що дозволяє сформулювати об'єктивну дистрибутивну характеристику для кожної стадії, враховуючи специфіку фізичних процесів деградації

Розроблений підхід передбачає оцінку статистичних даних про відмови за типами технічних систем для відповідних інтервалів часу, а саме:

I етап: до першого капітального ремонту КР1;

II етап: експлуатація після першого КР1 до КР2;

III етап: період після КР2 і до моменту зняття технічної системи з експлуатації;

IV етап: період «збільшення встановлених показників» системи після завершення призначеного терміну служби.

Така деталізація за етапами дозволяє сформулювати об'єктивну дистрибутивну характеристику для кожної стадії ЖЦ об'єкта. Це забезпечує перехід до вискоефективної стратегії обслуговування, де розрахунок показників k_{TB} та k_G перестає бути загально статистичним.

Стратифікація ЖЦ на інтервали τ_i дозволяє сформулювати для кожного з них власний профіль ефективності, що базується на динаміці коефіцієнтів k_{TB} та k_G :

– на I та II етапах показники k_{TB} та k_G слугують для підтвердження проектної надійності об'єкта. Вони використовуються для верифікації закладених виробником ресурсів та оптимізації (планування) ТО. Будь-яке суттєве відхилення на цих етапах свідчить про системні недоліки серії або порушення на етапі експлуатації.

– на III та IV етапах ці коефіцієнти стають інструментом індивідуальної діагностики. Якщо для конкретної одиниці ТС значення k_G починає стрімко знижуватися порівняно з середнім по етапу (через зростання τ_p у формулі 5), це є прямим сигналом про вичерпання «генетичного» ресурсу матеріалів. Такий стан є підставою для прийняття рішення про виведення конкретного об'єкта з експлуатації, навіть якщо його календарний термін служби ще не вичерпано.

Запропонована методологія реалізує перехід від детермінованих моделей «експлуатації до відмови» або нормативно-регламентної парадигми до стратегії проактивного управління фактичною надійністю. Впровадження такого підходу забезпечує досягнення синергетичного ефекту: верифікацію максимального рівня безпеки польотів при одночасному нормованому вичерпанні міжремонтного та призначеного ресурсу кожної технічної одиниці. Це, у свою чергу, дозволяє своєчасно ідентифікувати латентні процеси фізичного старіння та накопиченого зносу матеріалів, що дозволяє оптимізувати

експлуатаційні показники технічного використання та готовності протягом усього життєвого циклу ТС.

Висновки

Обґрунтовано застосування динамічної стратифікації життєвого циклу ТС за чотирма етапами, що дозволяє врахувати природну деградацію матеріалів, яка не нівелюється ремонтами, та забезпечити статистичну однорідність вибірки [6], [8]. Впроваджено модель «очищення» вибірки від аномалій за терміном зберігання понад 2 роки та показником $\tau_{факт} / \tau_{норм} > 1$, що усуває похибки оцінки показників $k_{ТВ}$ та $k_{Г}$, спричинені прихованими відмовами. Це обумовлює перехід від серійних нормативів до стратегії індивідуального контролю технічного стану кожної одиниці авіаційно-транспортного парку.

У статті вдосконалено підхід до аналізу етапу експлуатації життєвого циклу транспортного засобу. На додаток до раніше розробленого у [4] шляхом впровадження методики глибокої стратифікації відмов з урахуванням часових інтервалів їх виникнення. Використання термінів проведення капітальних ремонтів як реперних точок дозволяє мінімізувати вплив випадкових чинників на статистичну модель та забезпечити ідентифікацію саме ресурсних характеристик системи.

Надалі видається доцільним використовувати розроблений підхід для отримання кількісних показників на відповідних періодах у моделях процесу ремонту, що має підвищити достовірність результатів моделювання.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРА

- [1] Грабовецький Б. Є. Загальна теорія статистики. Вінниця: ВДТУ. 2001. 312 с.
- [2] Кулинич О. І., Кулинич Р. О. Теорія статистики. Київ: Знання. 2006. 452 с.
- [3] Уманець Т. В. Загальна теорія статистики. Київ: Знання. 2018. 239 с.
- [4] Аніпко О.Б., Білий М.Ф. Дистрибутивний підхід до аналізу готовності авіаційного парку з формалізацією прихованих відмов. *Інтегровані технології та енергозбереження*. 2020. №2, С. 79-83. DOI 10.20998/2078-5364.2020.2.09.
- [5] Аніпко О.Б., Приймак А.В. Комплексування показників досконалості транспортних систем. *Інтегровані технології та енергозбереження*. 2014. №4. С. 43–50.
- [6] ДСТУ 2498-94. Основні норми взаємозамінності. Допуски форми та розташування поверхонь. Терміни та визначення. Київ: Держстандарт України, 1994.
- [7] Мітрахович М. Складні технічні системи. Системне математичне забезпечення проектних рішень. Київ. 1998.
- [8] ДСТУ 2860-94. Надійність техніки. Терміни та визначення. Київ: Держстандарт України, 1994.
- [9] Аніпко О.Б., Приймак А.В., Миргород Ю.В. Перелік показників властивостей та база даних ТТХ транспортного літального апарата як складної технічної системи. *Збірник наукових праць ХНУПС*. 2012. Вип. 1 (30). С. 41–46.
- [10] ДСТУ 2862-94. Надійність техніки. Методи розрахунку показників надійності: Київ. 1994. 32 с.
- [11] Вихлюк Я.І., Камінський Р.М., Пасічник В.В. Моделювання складних систем: навчальний посібник. Львів: НУ «Львівська політехніка», 2024. 248 с.
- [12] Костогриз С.Г. Надійність технічних систем. Хмельницький. ХНУ. 2002. 324 с.
- [13] Вишнівський В.В. та ін. Основи надійності та діагностики інформаційних систем. Київ. 2020. 382 с.
- [14] Мороз О.Д. Нові інформаційні технології, моделювання та автоматизація: колективна монографія. Київ: Техніка, 2023. 320 с.
- [15] Аніпко О.Б., Калкманов С.А., Приймак А. В. Формули пріоритетів і хінсайд-аналіз при варіантних проробках на етапі концептуального проектування транспортного літака. *Інтегровані технології та енергозбереження*. 2020. №2. С. 11-19.
- [16] Anipko O., Loginov V. An 'Intergation index' for determining the degree of subsystem integration in passenger and transport aircraft designs. *Transactions on Aerospace Research*. 2024. Vol. 277, №4. P. 27-44. DOI 10.2478/tar2024-0021.
- [17] Іванов В. П. Стратегічне управління життєвим циклом авіаційних технічних систем. Київ: НАУ. 2023. 185 с.
- [18] Сміт Дж., Браун А. Моделювання нелінійної деградації старіючих авіаційних активів. *Міжнародний журнал надійності*. 2024. Т. 12. № 3. С. 45–58.
- [19] Петренко І. В. Проблематика експлуатації технічних систем понад призначений ресурс. Харків: ХАІ. *Авіаційна техніка і технології*. 2025. № 2. С. 112–118.

Аніпко Олег Борисович – д-р техн. наук, професор, професор кафедри інженерно-авіаційного забезпечення, <https://orcid.org/0000-0003-3678-2529>, e-mail: o.m.pankul@gmail.com

Тюріна Валерія Юрївна – канд. техн. наук, кафедра інженерно-авіаційного забезпечення, <https://orcid.org/0000-0003-3444-143X>, e-mail: valery.kharkiv@gmail.com

Панкул Олександр Миколайович – старший викладач кафедри інженерно-авіаційного забезпечення, <https://orcid.org/0000-0003-3005-0730>, e-mail: o.m.pankul@gmail.com

Харківський національний університет Повітряних Сил імені Івана Кожедуба, м. Харків

O. Anipko
V. Tyurina
O. Pankul

On one approach to the homogeneity of the statistical estimation of technical systems

Kozhedub Kharkiv National Air Force University

The article addresses the problem of ensuring the statistical homogeneity of empirical data in the reliability and availability analysis of complex technical systems (CTS). The author proceeds from the thesis that statistics, as the science of homogeneous events, requires a strict identification of common characteristics among research objects, as ignoring this factor leads to coarse and uninformative results. The work draws a parallel between stratification methods in medicine (specifically in gerontology) and the processes of technical operation of aviation and transport fleets. It is substantiated that just as medical statistics account for age-related changes in the body (children, adolescents, elderly), technical evaluation must be based on the dynamic stratification of an object's life cycle to account for irreversible structural changes in materials, metal fatigue, and accumulated wear.

The methodological foundation of the study is the distributive approach, which involves classifying failures according to specific physical degradation processes such as corrosion, vibration, friction, and thermal loading. The author details a graphical model of life cycle stratification, clearly demonstrating the increase in the baseline failure rate even after major overhauls, caused by processes that repair cannot neutralize. Special attention is paid to the extended operation stage where latent failures that are not detected by routine maintenance methods (MS-1, MS-2) become critically important.

The scientific novelty of the work lies in the development and substantiation of a criterion for filtering out anomalous values in a statistical sample to maintain its homogeneity. It is established that exceeding the standard indicates the presence of hidden defects, requiring the exclusion of such events from the general calculation of reliability indicators.

In the final part of the article, the author proposes using the availability factor k_{TB} and the coefficient of technical utilization k_e as tools for quantitative efficiency assessment across four intervals: before the first overhaul, between repair cycles, until decommissioning, and at the "life extension" stage after the expiration of the designated service life. The proposed approach enables a transition from averaged reliability estimates of the entire fleet to individual technical condition monitoring for each unit of the CTS, ensuring high predictive accuracy.

Keywords: reliability of technical systems, statistical homogeneity, life cycle stratification, distributive approach, latent failures, coefficient of technical utilization, availability factor, anomalous values, restoration time, gerontological changes in technology, aviation transport, diagnostics, technical condition, operation, resource constraints, forecasting, reliability function, preventive maintenance, complex technical system (CTS), depreciation.

Anipko Oleh – Dr. Sc. (Eng.), Professor, professor of the department of aviation engineering support, <https://orcid.org/0000-0003-3678-2529>, e-mail: o.m.pankul@gmail.com

Tiurina Valeriia – Cand. Sc. (Eng.), department of aviation engineering support, <https://orcid.org/0000-0003-3444-143X>, e-mail: valery.kharkiv@gmail.com

Pankul Oleksandr – senior lecturer of the department of aviation engineering support, <https://orcid.org/0000-0003-3005-0730>, e-mail: o.m.pankul@gmail.com

ЗАЛЕЖНІСТЬ ТРИВАЛОСТІ ЗАВАНТАЖЕННЯ ТВЕРДИХ ПОБУТОВИХ ВІДХОДІВ У СМІТТЄВОЗ ВІД СИЛИ ЗАТИСКАННЯ КОНТЕЙНЕРА

Вінницький національний технічний університет

Підвищення точності позиціонування маніпулятора сміттєвоза є важливим чинником забезпечення надійності та безпеки процесу завантаження контейнерів, тоді як контроль сили його затискання дозволяє мінімізувати пошкодження тари, зменшити динамічні навантаження на конструкцію та підвищити довговічність гідроприводу і кінематичних вузлів. Тому визначення регресійної залежності тривалості завантаження твердих побутових відходів у кузов сміттєвоза від сили затискання контейнера, яка може бути використана для розробки методики інженерних розрахунків параметрів механізму завантаження твердих побутових відходів у кузов сміттєвоза, є актуальною науково-технічною задачею. Мета дослідження – побудова з використанням регресійного аналізу регресійної залежності тривалості завантаження твердих побутових відходів у сміттєвоз від сили затискання контейнера, яка може бути використана для розробки методики інженерних розрахунків параметрів механізму завантаження твердих побутових відходів у сміттєвоз. Для проведення дослідження застосовано метод регресійного аналізу парних залежностей та результатів однофакторних експериментів із вибором найбільш адекватного виду функції із шістнадцяти найпоширеніших видів використовуючи критерій максимального значення коефіцієнта кореляції. Отримання рівнянь регресії здійснювалось на основі лінеаризувальних перетворень, що дозволяють звести нелінійну залежність до лінійної. Обчислення коефіцієнтів рівнянь регресії проводилось з використанням методу найменших квадратів із застосуванням розробленої комп'ютерної програми "RegAnaliz". Отримано регресійну залежність тривалості завантаження твердих побутових відходів у сміттєвоз від сили затискання контейнера, що може бути використана для розробки методики інженерних розрахунків параметрів механізму завантаження твердих побутових відходів у сміттєвоз. Побудовано графічну залежність тривалості завантаження твердих побутових відходів у сміттєвоз від сили затискання контейнера, що дозволяє наглядно відобразити дану залежність та показати достатню збіжність між теоретичними результатами та фактичними. Встановлено, що тривалість завантаження твердих побутових відходів у кузов сміттєвоза при збільшенні сили затискання контейнера зростає за степеневою залежністю.

Ключові слова: завантаження, сміттєвоз, маніпулятор, тверді побутові відходи, регресійна залежність, регресійний аналіз.

Вступ

Збирання та перевезення твердих побутових відходів до місць подальшого поводження з ними в нашій країні здійснюється як правило кузовними сміттєвозами, виконавчі органи завантаження яких виконано як маніпулятори з гідравлічним приводом [1-5]. В Україні застосовуються майже 3700 сміттєвозів, що спроможні проводити ущільнення твердих побутових відходів, зменшуючи транспортні витрати та потрібні площі полігонів для захоронення. Комунальне господарство нашої країни повинно забезпечуватися сучасними, високопродуктивними та багатофункціональними сміттєвозами, що відіграють ключову роль у системі збирання, транспортування та утилізації твердих побутових відходів. Ефективна робота таких машин є одним із базових чинників екологічної безпеки міських територій і забезпечення санітарного стану населених пунктів. Згідно з офіційними статистичними даними, щороку в містах і селищах міського типу України накопичується близько 54 млн м³ твердих побутових відходів, причому 93,8 % із цього обсягу направляється на сміттєзвалища та полігони, 2 % піддається спалюванню на сміттєспалювальних заводах, а лише 4,2 % відходів потрапляє на пункти збору вторинної сировини або на сміттєпереробні підприємства [6]. При цьому щорічний приріст кількості твердих побутових відходів становить близько 0,5 % [7], що свідчить про стабільну тенденцію до зростання навантаження на систему поводження з відходами. За умов постійного збільшення обсягів твердих побутових відходів і підвищення екологічних вимог, особливої актуальності набуває своєчасна та раціональна організація процесів збору, транспортування, переробки та утилізації твердих побутових відходів, оскільки від цього безпосередньо залежить екологічна ситуація у містах, а також санітарно-гігієнічні умови проживання населення. Підвищення стандартів якості комунального обслуговування громадян, зокрема в частині санітарного очищення територій, висуває нові вимоги до технічного рівня та енергоефективності спеціалізованого автотранспорту. Сміттєвози сучасних конструкцій повинні забезпечувати не лише ефективне збирання і ущільнення відходів, але й мінімізувати витрати енергії, скорочувати час операцій завантаження та

вивантаження, а також відповідати екологічним нормативам щодо викидів шкідливих речовин.

У науковій статті [8] описані рівняння руху малогабаритного пневмоколісного фронтального навантажувача у вигляді системи диференціальних рівнянь руху нелінійного характеру під час автоколювань, проведено аналіз впливу на параметри автоколювань окремих параметрів навантажувача. Визначено основні теоретичні закономірності, а також параметри автоколювальних процесів навантажувача. Встановлений вплив на вихідні параметри автоколювань окремих параметрів малогабаритного пневмоколісного фронтального навантажувача.

В роботі [2] представлена розрахункова схема та математична модель гідравлічного приводу фронтального навантажувача маніпуляторного типу оснащеного гальмівним клапаном, що враховує результати експериментального визначення моменту опору на планшайбі регульованого насоса за рахунок стохастичної складової моменту опору.

В матеріалах наукової статті [9] запропонована математична модель нелінійного характеру гідравлічного приводу повороту важеля маніпулятора на технологічній операції завантаження твердих побутових відходів у сміттєвоз, числове дослідження якої дозволило побудувати регресійну залежність тривалості повороту важеля маніпулятора від відстані між центрами повороту штока та важеля та початкового значення кута нахилу осі гідравлічного циліндра відносно горизонталі, на базі якої визначено оптимальні значення перерахованих параметрів, для яких значення тривалості повороту важеля маніпулятора є мінімальним [10]. При цьому у процесі дослідження параметрами математичної моделі слугували реальні параметри базової моделі серійного сміттєвоза КО-436 [11].

У науковій роботі [12] виявлено регресійні залежності показників якості перехідних процесів, що відповідають пуску гідравлічного приводу повороту важеля маніпулятора під час виконання технологічної операції завантаження твердих побутових відходів у кузов сміттєвоза, а також встановлено, що на зниження темпів зростання зношеності автопарку сміттєвозів комунального господарства, зокрема механізмів та приводів, що забезпечують завантаження твердих побутових відходів у кузов сміттєвоза позитивно впливає скорочення міжцентрової відстані повороту важеля та штока.

В статті [13] опубліковано лінеаризовану математичну модель гідравлічного приводу повороту важеля маніпулятора, що описує технологічну операцію завантаження твердих побутових відходів у кузов сміттєвоза, яка дозволила одержати наближені аналітичні залежності тиску в напірній магістралі гідравлічного циліндра, кута повороту та кутової швидкості важеля маніпулятора з плином часу.

У статті [14] розроблено математичну модель, що дозволяє визначати оптимальні геометричні параметри конструктивних елементів маніпулятора з урахуванням максимального вильоту стріли, вантажопідйомності та ряду інших кінематичних характеристик машини. Така модель є важливим інструментом для інженерів-конструкторів, оскільки вона забезпечує можливість раціонального вибору розмірних параметрів елементів конструкції з метою підвищення ефективності роботи маніпулятора та забезпечення його надійності під час експлуатації. При цьому окрему увагу приділено особливостям роботи шарнірних з'єднань, які функціонують у циклічному режимі, що характерно для машин маніпуляторного типу. Встановлено, що в таких умовах формування повноцінного гідродинамічного режиму тертя є неможливим, оскільки процес змащування протікає переважно в режимах напівсухого та граничного тертя. Це обумовлює підвищені вимоги до властивостей матеріалів деталей, до якості поверхневої обробки та до ефективності системи мащення, оскільки саме ці фактори визначають зносостійкість і довговічність шарнірних вузлів у реальних умовах експлуатації. На відміну від усталеного режиму гідродинамічного тертя, робота підшипників ковзання в умовах напівсухого чи граничного тертя супроводжується інтенсивнішим зношуванням поверхонь тертя. Це призводить до поступової втрати кінематичної точності, появи додаткових динамічних навантажень, ударних навантажень і вібрацій, які, у свою чергу, спричиняють розвиток фреттинг-корозії та передчасне руйнування деталей. Для зменшення сили тертя запропоновано використовувати спеціальні покриття спряжених елементів шарнірів маніпуляторів, зокрема свинцеві, фосфатні та індієві. Доведено, що інтенсивність контактного зношування може бути значно знижена шляхом застосування мастильних матеріалів на основі масел і жирів, а також консистентних мастил, які при температурі 25 °C набувають густої, мазеподібної консистенції. Крім того, визначено доцільність використання фосфатних та анодних металевих покриттів, що сприяють кращому утриманню мастильних речовин на поверхнях тертя, підвищуючи ефективність їх роботи та довговічність вузлів.

У науковій роботі [15] розглянуто метод синтезу траєкторії руху маніпуляційного робота з урахуванням його ступенів рухливості. Показано, що згин штока формує опорні реакції в зоні контакту, аналогічно до роботи балки, яка спирається на дві опори. На основі визначеного контактного тиску можна оцінити потенційні процеси зношування поверхонь гідроциліндра, штока та ґрундбукси.

Встановлено, що навіть за умов повної відсутності небезпеки втрати міцності штоком при згині, контактні напруження, які сягають приблизно третини від межі міцності матеріалу, можуть суттєво прискорювати знос поверхонь тертя. Такий підхід дозволяє більш точно пояснити причини утворення характерних картин зношування та визначити особливості їхньої ідентифікації.

У матеріалах статті [16] подано результати аналізу конструктивних особливостей захватів маніпуляторів кузовних сміттєвозів та дослідження їхньої надійності. На основі проведених досліджень було розроблено розрахункову модель сміттєвоза, яку розглянуто як коливальну систему. В процесі аналізу встановлено особливості коливань рами сміттєвоза під час роботи, а також виявлено закономірності формування зусиль у взаємодії елементів системи «захват – бак – захват». Дослідження показали, що найбільші навантаження припадають на тягу та шток гідравлічного циліндра, і ці навантаження зростають зі збільшенням маси контейнера. При цьому зміна маси самого сміттєвоза не впливає на величину чи амплітуду навантажень, але призводить до зміни їхньої частотної характеристики. У ході експлуатаційних спостережень встановлено, що основною причиною відмов сміттєвозів є знос і корозія робочих поверхонь деталей робочого обладнання. Зокрема, 32 % усіх поломок у системі гідравлічного приводу припадає на гідроциліндри. Відмови цих вузлів пов'язані з деформаціями штока та циліндра, зношуванням робочих поверхонь спряжень під дією експлуатаційних навантажень, що виникають унаслідок нерівномірного завантаження кузова, а також із абразивним зношуванням у важких умовах роботи. Основним чинником відмов у роботі гідроприводу є інтенсивний знос робочих поверхонь ключових деталей його конструкції, зокрема золотників і корпусів гідророзподільників, а також штоків гідроциліндрів. Додатковим фактором деградації виступає гідроабразивне пошкодження, яке виникає внаслідок несвоєчасної заміни гідравлічної робочої рідини та застосування зношених або неякісних ущільнювальних елементів, таких як сальники гідравлічних циліндрів. Це призводить до проникнення у зону ковзання частинок пилу та продуктів зносу, що значно прискорює руйнування робочих поверхонь. Для підвищення ресурсу та відновлення працездатності деталей рекомендовано застосовувати технологію хромування в холодному саморегульованому електроліті, яка забезпечує отримання хромових покриттів із високою якістю осаду, підвищеною зносостійкістю та достатньою продуктивністю, що робить її одним із найбільш перспективних методів відновлення зношених елементів гідроприводів.

У роботі [17] проведено аналітичне дослідження лінеаризованої удосконаленої математичної моделі функціонування гідроприводу механізму завантаження твердих побутових відходів у кузов сміттєвоза. Розроблена модель дозволяє врахувати основні конструктивні та експлуатаційні параметри гідросистеми, зокрема характеристики гідроциліндрів, втрати тиску в гідролініях та вплив зовнішнього навантаження. Лінеаризація рівнянь руху дала змогу отримати аналітичні залежності, придатні для подальшого інженерного аналізу та оцінювання динамічних режимів роботи механізму. У результаті дослідження, зокрема, отримано наближену залежність тривалості перевертання контейнера з урахуванням зносу пар тертя в гідроциліндрі та шарнірних з'єднаннях.

В матеріалах статті [18] запропоновано удосконалену математичну модель нелінійного характеру роботи гідроприводу механізму завантаження твердих побутових відходів у кузов сміттєвоза під час виконання перевертання контейнера, що дозволила врахувати знос пар тертя та чисельно провести дослідження динаміки даного приводу в процесі пуску та визначити, що врахування зносу пар тертя в значній мірі впливає на ключові параметри гідравлічного приводу перевертання контейнера в процесі завантаження твердих побутових відходів у кузов сміттєвоза. Встановлено, що тривалість перевертання контейнера в процесі завантаження твердих побутових відходів у кузов сміттєвоза під час збільшення зносу гідравлічного циліндра зростає за степеневу закономірністю.

Відповідно до постанови Кабінету Міністрів України № 265 [19], одним із пріоритетних напрямів державної політики у сфері управління твердими побутовими відходами визначено забезпечення впровадження сучасних, високоефективних і екологічно безпечних сміттєвозів, які відповідають європейським стандартам. Це передбачає модернізацію наявного рухомого складу, удосконалення конструкцій базових моделей, застосування енергоощадних гідроприводів та автоматизованих систем керування технологічними процесами.

У зв'язку з цим визначення регресійної залежності тривалості завантаження твердих побутових відходів у кузов сміттєвоза від сили затискання контейнера, яка може бути використана під час розробки методики інженерних розрахунків параметрів механізму завантаження твердих побутових відходів у кузов сміттєвоза, є актуальною науково-технічною задачею. Розв'язання цієї задачі дозволить підвищити продуктивність роботи комунальної техніки, знизити витрати пального, скоротити час виконання технологічних операцій та забезпечити екологічну безпеку під час експлуатації сміттєвозів.

Метою роботи є визначення регресійної залежності тривалості завантаження твердих побутових відходів у кузов сміттєвоза від сили затискання контейнера, що може бути використана для розробки методики інженерних розрахунків параметрів механізму завантаження твердих побутових відходів у сміттєвоз.

Результати дослідження

У таблиці 1 показані значення тривалості завантаження твердих побутових відходів у сміттєвоз для різної сили затискання контейнера масою 150 кг [20].

Регресія проводилась базуючись на лінеаризувальних перетвореннях, які роблять можливим зведення нелінійної залежності до лінійної. Обчислення коефіцієнтів рівнянь регресії виконувалось методом найменших квадратів [21] використовуючи розроблену комп'ютерну програму "RegAnaliz", захищену свідоцтвом про реєстрацію авторського права [22] і детально описану в роботах [23, 24].

Таблиця 1

Значення тривалості завантаження твердих побутових відходів у сміттєвоз для різної сили затискання контейнера [14]

Сила затискання контейнера, Н	600	1000	1800	1960	2100
Тривалість завантаження твердих побутових відходів у сміттєвоз, с	15,3	16	16,8	35,6	35,9

Програма "RegAnaliz" дозволяє виконувати регресійний аналіз парних залежностей та результатів однофакторних експериментів із вибором більш адекватного виду функції із 16 найпоширеніших видів використовуючи критерій максимального коефіцієнту кореляції зберігаючи результати у форматі Bitmap та MS Excel.

Отримані результати регресійного проведеного аналізу наведені у таблиці 2, в якій сірим кольором позначено комірки з видом регресії, що відповідає максимальну значенню коефіцієнта кореляції R.

Таким чином, за результатами регресійного аналізу базуючись на даних таблиці 1 остаточно прийнято таку адекватну регресійну закономірність

$$t_{зав} = 15,01 + 8,748 \cdot 10^{-24} F_{зат}^{7,351} \text{ [с]}, \quad (1)$$

де $t_{зав}$ – тривалість завантаження твердих побутових відходів у сміттєвоз, с; $F_{зат}$ – сили затискання контейнера, Н.

Таблиця 2

Результати проведеного регресійного аналізу залежності тривалості завантаження твердих побутових відходів у сміттєвоз від сили затискання контейнера

№	Вид регресії	Коефіцієнт кореляції R	№	Вид регресії	Коефіцієнт кореляції R
1	$y = a + bx$	0,78044	9	$y = ax^b$	0,74444
2	$y = 1 / (a + bx)$	0,81495	10	$y = a + b \cdot \lg x$	0,72700
3	$y = a + b / x$	0,66391	11	$y = a + b \cdot \ln x$	0,72700
4	$y = x / (a + bx)$	0,42862	12	$y = a / (b + x)$	0,81495
5	$y = ab^x$	0,79580	13	$y = ax / (b + x)$	0,70697
6	$y = ae^{bx}$	0,79580	14	$y = ae^{b/x}$	0,68293
7	$y = a \cdot 10^{bx}$	0,79580	15	$y = a \cdot 10^{b/x}$	0,68293
8	$y = 1 / (a + be^{-x})$	0,68293	16	$y = a + bx^n$	0,90778

На рис. 1 показані теоретичну та фактичну графічні залежності тривалості завантаження твердих побутових відходів у кузов сміттєвоза від сили затискання контейнера.

Порівняння теоретичних та фактичних даних показало, що теоретична тривалість завантаження твердих побутових відходів у сміттєвоз залежно від сили затискання контейнера, розрахована за допомогою закономірності (1), несуттєво відрізняються від даних роботи [14], підтверджуючи визначену раніше точність запропонованої закономірності на рівні 0,90778.

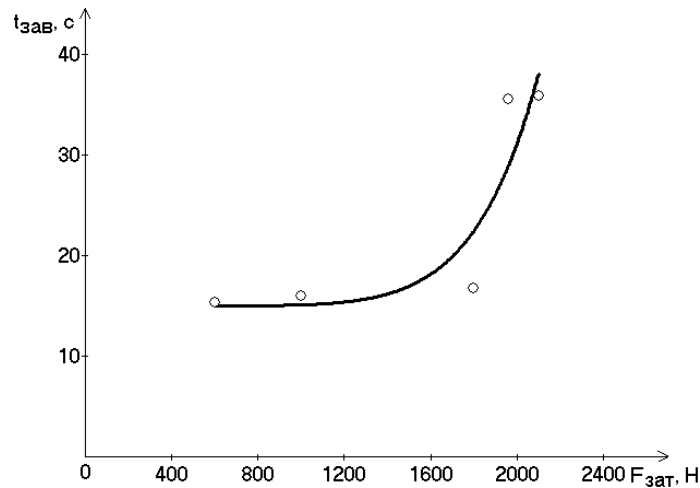


Рис. 1. Зміна концентрації забруднень робочої рідини від тривалості експлуатації об'ємних гідроприводів

З рис. 1 видно, що тривалість завантаження твердих побутових відходів у сміттєвоз при збільшенні сили затискання контейнера зростає за степеневою залежністю.

Висновки

Визначено регресійну залежність тривалості завантаження твердих побутових відходів у кузов сміттєвоза від сили затискання контейнера, яка може бути використана під час розробки методики інженерних розрахунків параметрів механізму завантаження твердих побутових відходів у кузов сміттєвоза.

Побудовано графічну інтерпретацію залежності тривалості завантаження твердих побутових відходів у кузов сміттєвоза від сили затискання контейнера, що дозволяє наглядно відобразити дану залежність, показавши збіжність отриманих теоретичних результатів з фактичними на рівні 0,90778.

Встановлено, що тривалість завантаження твердих побутових відходів у кузов сміттєвоза при збільшенні сили затискання контейнера зростає за степеневою закономірністю.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] Л. Г. Козлов, І. В. Бойко, та О. В. Піонткевич, "Вплив параметрів системи керування на стійкість гідропривода інваріантного до знакозмінного навантаження", *Наукові нотатки*, № 40, с. 118-123. 2013.
- [2] О. В. Піонткевич, "Математична модель гідроприводу фронтального навантажувача з гальмівним клапаном", *Вісник машинобудування та транспорту*, № 2, с. 83-90. 2015.
- [3] Л. К. Поліщук, О. В. Піонткевич, та О. О. Коваль, "Аналіз впливу параметрів системи керування на динамічні процеси гідропривода стрічкового конвеєра", *Промислова гідраліка і пневматика*, № 2(52), с. 37-47. 2016.
- [4] О. В. Піонткевич, "Вплив параметрів системи керування гідроприводом мобільної робочої машини на динамічні характеристики", *Вісник машинобудування та транспорту*, № 2, с. 68-76. 2016.
- [5] Л. Г. Козлов, В. А. Ковальчук, О. В. Піонткевич та М. П. Коріненко, "Дослідження статичних і динамічних характеристик систем керування гідроапаратами на основі пропорційних електромагнітів", *Наукові праці Вінницького національного технічного університету*, № 3. 2014. [Електронний ресурс]. Режим доступу: <https://praci.vntu.edu.ua/index.php/praci/article/download/416/414>
- [6] Т. А. Орлова, "Екологічна оцінка земельних ділянок, зайнятих об'єктами поводження з відходами", *Містобудування та територіальне планування: науково-технічний збірник*, вип. 25, с. 167-181. 2006.
- [7] Міністерство регіонального розвитку, будівництва та житлово-комунального господарства України. *Стан сфери поводження з побутовими відходами в Україні за 2018 рік*. [Електронний ресурс]. Режим доступу: <http://www.minregion.gov.ua/napryamki-diyalnosti/zhkh/terretory/stan-sferi-povodzhennya-z-pobutovimi-vidhodami-v-ukrayini-za-2018-rik/>.
- [8] Л. В. Назаров, С. І. Овсянніков, Л. В. Разарьонов та ін., "Теоретичні дослідження динаміки малогабаритного пневмоколісного фронтального навантажувача при автоколіваннях", *Вісник ХНАДУ: зб. наук. пр.* Харків: ХНАДУ, Вип. 38, с. 13-17. 2007.
- [9] О. В. Березюк, "Математичне моделювання динаміки гідроприводу робочих органів завантаження твердих побутових відходів у сміттєвози", *Вісник Вінницького політехнічного інституту*, № 4, с. 81-86. 2009.
- [10] О. В. Березюк, "Оптимізація завантаження твердих побутових відходів у сміттєвози", *Системи прийняття рішень в економіці, техніці та організаційних сферах: від теорії до практики: колективна монографія у 2 т.* Павлоград: АРТ Синтез-Т, Т. 2, с. 75-83. 2014.
- [11] *Сміттєвоз кузовний КО-436: технічний опис та інструкція з експлуатації*. Турбів, Україна, 1996. 27 с.
- [12] О. В. Березюк, "Дослідження динаміки гідроприводу робочих органів завантаження твердих побутових відходів у сміттєвози", *Вісник Одеської державної академії будівництва та архітектури*, № 33, с. 403-406. 2009.
- [13] О. В. Березюк, "Аналітичне дослідження математичної моделі гідроприводу повороту важеля маніпулятора на операції завантаження твердих побутових відходів у сміттєвоз", *Вісник Вінницького політехнічного інституту*, № 3. с. 93-98.

2010.

[14] D. V. Chernik, and K. N. Chernik. "Mathematical model of a combined manipulator of a forest machine", *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, No. 5(919), Art. no. 052037. 2020. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/919/5/052037>

[15] A. Beisembayev, A. Yerbosynova, P. Pavlenko, and M. Baibatshayev, "Planning trajectories of a manipulation robot with a spherical coordinate system for removing oxide film in the production of commercial lead, zinc", *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, No. 124(2), Art. no. 80, 2023. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2023.286463>

[16] R. V. Kargin, I. A. Yakovlev, and E. A. Shemshura, "Modeling of workflow in the grip-container-grip system of body garbage trucks", *Procedia Engineering*, No. 206, p. 1535-1539, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.10.727>

[17] O. V. Bereziuk, V. I. Savulyak, V. O. Kharzhevskiy, S. Cv. Ivanov, and V. Ye. Yavorskiy, "Analytical study of a hydraulic drive model for a municipal waste container overturning mechanism in a garbage truck considering the wear of friction pairs", *Problems of Tribology*. No. 30(3/117). p. 30-49. 2025. <https://doi.org/10.31891/2079-1372-2025-117-3-30-40>

[18] О. В. Березюк, та В. Є. Яворський, "Удосконалена математична модель роботи гідроприводу механізму завантаження твердих побутових відходів у сміттєвоз із урахуванням зносу пар тертя", *Наукові праці Вінницького національного технічного університету*, № 1, с. 154-164. 2025. <https://doi.org/10.31649/2307-5376-2025-1-154-164>

[19] Кабінет Міністрів України. (2004, берез. 4). *Постанова № 265, Про затвердження Програми поводження з твердими побутовими відходами*. [Електронний ресурс]. Режим доступу: <http://zakon1.rada.gov.ua/laws/show/265-2004-%D0%BF>.

[20] X. Meng, Q. Sun, M. Liu, та ін., "Design and experiment of automatic grasping manipulator for side-mounted garbage truck", *Scientific Reports*, No. 15, 11677. 2025.

[21] В. М. Михалевич, О. І. Шевчук, та Н. Л. Буга, "Математичні системи комп'ютерної алгебри як засіб підвищення ефективності і якості освітнього процесу з вищої математики", *Сучасні інформаційні технології та інноваційні методики навчання у підготовці фахівців: методологія, теорія, досвід, проблеми: зб. наук. прац.*, Випуск 14. Київ-Вінниця: ДОВ «Вінниця», с. 357-360. 2007.

[22] О. В. Березюк, "Комп'ютерна програма "Регресійний аналіз" ("RegAnaliz")", Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 49486. Київ: Державна служба інтелектуальної власності України. Дата реєстрації: 03.06.2013.

[23] O. V. Bereziuk, "Determination of the regression of the solid waste compaction factor on the height of the polygon on the base of the computer program "RegAnaliz"", *Automation of technologies and productions*, No. 2 (8), p. 43-45. 2015.

[24] О. В. Березюк, "Встановлення регресій параметрів захоронення відходів та потреби в ущільнювальних машинах на основі комп'ютерної програми "RegAnaliz"", *Вісник Вінницького політехнічного інституту*, № 1, с. 40-45. 2014.

Березюк Олег Володимирович – д-р техн. наук, доцент, професор кафедри безпеки життєдіяльності та педагогіки безпеки, <https://orcid.org/0000-0002-2747-2978>, e-mail: berezyukoleg@i.ua

Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця

O. Bereziuk

Duration dependence of loading municipal solid waste into a garbage truck on the container clamping force

Vinnitsia National Technical University

Increasing the accuracy of positioning the garbage truck manipulator is an important factor in ensuring the reliability and safety of the container loading process, while controlling its clamping force allows minimizing damage to the container, reducing dynamic loads on the structure, and increasing the durability of the hydraulic drive and cinematic units. Therefore, determining the regression dependence of the duration of loading municipal solid waste into a garbage truck on the container clamping force, which can be used when developing a methodology for engineering calculations of the parameters of the mechanism for loading municipal solid waste into a garbage truck, is an urgent technical and scientific problem. The purpose of the study is to construct, using regression analysis, the regression dependence of the duration of loading municipal solid waste into a garbage truck on the container clamping force, which can be used when developing a methodology for engineering calculations of the parameters of the mechanism for loading municipal solid waste into a garbage truck. During the study, the regression analysis method of the single-factor experiments results and other pairwise dependencies was used with the selection of the most adequate type of function from the sixteen most common options according to the criterion of the maximum value of the correlation coefficient. The regression was carried out on the basis of linearization transformations, which allow reducing the nonlinear dependence to a linear one. The regression equations coefficients were determined by the method of least squares using the developed computer program "RegAnaliz". The regression dependence of the duration of loading municipal solid waste into a garbage truck on the container clamping force was obtained, which can be used when developing a methodology for engineering calculations of the parameters of the mechanism for loading municipal solid waste into a garbage truck. A graphical dependence of the duration of loading municipal solid waste into a garbage truck on the container clamping force was constructed, which allows us to clearly illustrate this dependence and show sufficient convergence of the theoretical results with actual ones. It has been established that the duration of loading municipal solid waste into a garbage truck increases according to a power law relationship as the container clamping force increases.

Keywords: loading, manipulator, garbage truck, municipal solid waste, regression analysis, regression dependence.

Bereziuk Oleh – Dr. Sc. (Eng.), Associated Professor, Professor of the Chair Security of Life and Pedagogic of Security, <https://orcid.org/0000-0002-2747-2978>, e-mail: berezyukoleg@i.ua

І. В. Віштак
М. О. Сорока

ФІЗИКО-МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ВІДНОВЛЕННЯ ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ З ВИКОРИСТАННЯМ ПОЛІМЕРІВ

Вінницький національний технічний університет

У статті розглянуто проблему підвищення ресурсу та точності роботи підшипників ковзання шляхом удосконалення технологій їх відновлення із застосуванням полімерних та полімер-композиційних матеріалів. Показано, що в умовах експлуатаційних навантажень, тертя та зношування порушення геометричної точності підшипникових поверхонь істотно впливає на працездатність вузла, зумовлюючи зростання контактних напружень, вібрацій і енергетичних втрат. Обґрунтовано доцільність використання полімерних покриттів як альтернативи традиційним методам ремонту, що супроводжуються значним тепловим впливом і залишковими деформаціями.

Метою роботи є розроблення фізико-математичної моделі процесу відновлення підшипників ковзання з полімерним покриттям, яка забезпечує кількісне прогнозування контактних характеристик, напружено-деформованого стану та довговічності вузла тертя на основі обмеженої кількості фізично обґрунтованих параметрів. У межах дослідження сформовано контактну модель взаємодії системи «вал – полімерний шар – металева втулка» з урахуванням припущень лінійної теорії пружності, гладкого контакту та ізотропних властивостей матеріалів.

Запропонований математичний опис базується на рівняннях рівноваги суцільного середовища, зв'язках напружень і деформацій для лінійно-еластичної матриці полімерного матеріалу та узагальненій герцівській контактній постановці. Отримано аналітичний вираз для епюри контактної тиску, яка характеризується плавним розподілом навантаження з максимумом у центральній зоні контакту та нульовими значеннями на межах контактної області. Така форма розподілу узгоджується з фізичною природою пружного контакту та результатами відомих трибологічних досліджень.

Проведено аналіз впливу складу полімерної композиції на ефективний модуль пружності, контактні напруження та ширину зони контакту. Показано, що зміна наповнювачів і матриці полімерного матеріалу дозволяє цілеспрямовано керувати контактними характеристиками та знижувати інтенсивність зношування. Як завершальний елемент моделі запропоновано критерій працездатності й довговічності підшипника ковзання, що поєднує результати контактної аналізи з узагальненим законом зношування та дає змогу прогнозувати ресурс вузла на етапі проектування або відновлення.

Ключові слова: підшипник ковзання; полімерне покриття; контактний тиск; фізико-математична модель; зношування; довговічність.

Вступ

Підшипники ковзання є критично важливими елементами машин та механізмів, що працюють в умовах значних навантажень, тертя та зношування. У процесі експлуатації геометрична точність підшипникових поверхонь порушується, що призводить до зниження ресурсу вузла, підвищення вібрацій та енергетичних втрат. Традиційні методи відновлення, зокрема наплавлення та механічна обробка, не завжди забезпечують необхідну точність і можуть спричинити термічні деформації.

Останніми роками значну увагу приділяють використанню полімерних і полімер-композиційних матеріалів для ремонту та відновлення підшипників ковзання. Їхні переваги полягають у високій адгезії до металів, демпфувальних властивостях, низькому коефіцієнті тертя та можливості формування робочої поверхні без значного теплового впливу. Водночас ефективність таких технологій значною мірою залежить від правильного вибору складу полімерної композиції та прогнозування напружено-деформованого стану в зоні контакту.

Метою роботи є розроблення фізико-математичної моделі процесу відновлення підшипників ковзання, яка дозволила б оцінювати точність відновлення, контактні напруження та вплив властивостей полімерного шару на роботу вузла.

Результати дослідження

Полімерні композиційні матеріали (ПКМ) займають важливе місце серед конструкційних і функціональних матеріалів для вузлів тертя та підшипників ковзання завдяки поєднанню низького коефіцієнта тертя, зносостійкості, корозійної стійкості та можливості цілеспрямованого формування властивостей. У фундаментальній оглядовій роботі К. Фрідріха [1] показано, що полімерні композити

можуть ефективно працювати в умовах сухого та граничного тертя, де традиційні металеві матеріали демонструють підвищений знос і втрати на тертя.

Згідно з [1], ключовою перевагою ПКМ є можливість керування їх трибологічними властивостями за рахунок варіювання типу полімерної матриці, виду та концентрації наповнювачів, а також умов формування поверхневих шарів у зоні контакту.

Фрідріх [1] систематизує трибологічну поведінку ПКМ через аналіз таких механізмів:

- адгезійна та абразивна складові зносу;
- пружно-пластична деформація полімерної матриці;
- формування та стабільність трансферної плівки на контртілі.

Особливо наголошується, що ефективність ПКМ у підшипниках ковзання визначається не лише механічними характеристиками матеріалу, а й його здатністю формувати рівномірну, стабільну трансферну плівку, яка знижує коефіцієнт тертя та обмежує контакт «матеріал–матеріал» [1], [2].

Сучасні дослідження підтверджують, що склад і морфологія трансферної плівки суттєво впливають на інтенсивність зношування, особливо за підвищених температур і контактних навантажень [3].

В огляді [1] показано, що введення наповнювачів у полімерну матрицю має багатофакторний вплив: короткі та безперервні волокна підвищують несучу здатність і стабільність форми; тверді частинки та нанонаповнювачі (SiC, Al₂O₃, графіт, MoS₂) зменшують знос і сприяють формуванню захисних плівок.

Подальші роботи підтверджують, що гібридні системи наповнювачів забезпечують синергетичний ефект, поєднуючи механічну міцність і низьке тертя [4], [5]. Це є особливо важливим для підшипників ковзання, де одночасно діють контактні та теплові навантаження.

Після публікації роботи Фрідріха [1] дослідження ПКМ у вузлах тертя активно розвиваються в таких напрямках:

- застосування термопластичних і термореактивних матриць з підвищеною теплостійкістю;
- використання нанокмозитів із контрольованим міжфазним шаром;
- поєднання експериментальних досліджень із чисельним моделюванням контактної взаємодії [6], [7].

Окрему увагу приділяють умовам реальної експлуатації підшипників ковзання – змінному навантаженню, нагріву, змащуванню та геометричній невизначеності контакту [6].

Попри значний обсяг досліджень, у роботі [1] та сучасних публікаціях [3], [6] окреслено низку невирішених питань, таких як: відсутність універсальних фізико-математичних моделей, що одночасно враховують контакт Герца, температурні ефекти та деградацію полімерної матриці; недостатня кількість досліджень, присвячених відновленню підшипників ковзання з полімерними композиціями; обмежена кількість робіт, що поєднують моделювання та експериментальну верифікацію з урахуванням реальної шорсткості поверхонь.

Ці аспекти обґрунтовують актуальність подальших досліджень, спрямованих на створення комплексних моделей процесу відновлення підшипників ковзання з використанням полімерних композитів.

Таблиця 1

Основні результати досліджень полімерів для трибологічних застосувань [1-7]

Напрямок дослідження	Основні результати	Джерело
Базові механізми тертя та зносу	Роль матриці, наповнювачів і трансферної плівки	[1]
Вплив нанонаповнювачів	Зменшення зносу, стабілізація коефіцієнта тертя	[4], [5]
Трансферні плівки	Ключовий фактор зниження зносу	[2], [3]
Реальні умови експлуатації	Необхідність мультифізичного моделювання	[6], [7]

Підшипники ковзання в машинобудуванні, гідроенергетиці та подібних галузях вимагають матеріалів з низьким коефіцієнтом тертя та високою зносостійкістю. Традиційні рішення на основі металевих сплавів мають високі трибологічні властивості при масляному змащенні, але не можуть забезпечити екологічно безпечну роботу в умовах водної або безмасляної системи через ризик забруднення навколишнього середовища [8]. Тому зростає інтерес до полімерних композиційних матеріалів (ПКМ), що поєднують самозмащувальні властивості зі здатністю працювати в умовах граничного/сухого тертя [8].

У своїй роботі [8] автори розглядають і експериментально розроблені композити, і комерційні самозмащувальні матеріали, придатні для застосування у водних умовах, що характерно для підшипників гідротурбін. Ця робота є однією з небагатьох, де проведено системне порівняння

підшипникових ПКМ за різних умов змащення (сухе, вода, екологічно адаптований мастильний розчин – EAL), що робить її цінною базою для аналізу сучасного стану досліджень.

Авторами у роботі [8] протестовано самозмащувальні композити (ThorPlas, Orkot, PAI Duratron та Tecatron PVX), а також експериментально розроблені композити на основі PPS та UHMWPE з включенням графен оксиду (GO), коротких вуглецевих волокон (SCF), нанодіамантів (ND) та багатооболонкових вуглецевих нанотрубок (MWCNT). Результати порівняно з іншими роботами, які показують, що поєднання різномасштабних наповнювачів сприяє синергетичному поліпшенню механічних і трибологічних характеристик ПКМ [8].

Комерційні матеріали, як правило, складаються з базових полімерних матриць з додаванням твердих мастильних частинок чи волокон, що забезпечують стабільність ковзання і підвищують носійну здатність.

Одним із ключових компонентів трибологічної поведінки є жорсткість та твердість матеріалу, що прямо впливає на контактні характеристики та знос. У дослідженні автори проводять nanoindentation і виявляють значні відмінності у твердості між матеріалами: бронза має найвищу твердість, тоді як UHMWPE-базований композит і PVX демонструють нижчі значення; комерційні Thorplas і Orkot мають проміжні значення, а PPS з експериментальної групи – значно вищу твердість порівняно з PVX. Це узгоджується з уявленнями про те, що твердість і механічна стабільність матеріалу є критичними для зносостійкості [8]. Також наголошується, що структурні особливості поверхні композитів можуть локально змінювати вимірювану твердість, особливо коли в матриці присутні волокна й наночастинки.

Як показано у фундаментальних роботах [1, 9-12], трибологічна поведінка полімерних композицій у вузлах тертя визначається складною взаємодією механічних, теплових та структурних факторів, зокрема модуля пружності, повзучості, коефіцієнта тертя та теплопровідності матеріалу. Однак у зазначених дослідженнях основний акцент зроблено на експериментальному аналізі матеріалів, без формування узагальненої аналітичної моделі навантажувальної здатності підшипника.

Подальший розвиток теоретичних підходів представлено в роботах авторів [9-12], де запропоновано математичну модель навантажувальної здатності та довговічності метал-полімерних підшипників ковзання з композитними втулками. Автори враховують еластичну деформацію полімерної втулки, контактний тиск та знос, що є суттєвим кроком у порівнянні з класичними моделями для металевих підшипників.

Разом із тим, на відміну від моделі, у якій температурний режим у зоні тертя враховується опосередковано, у даній роботі теплове навантаження розглядається як окрема підсистема, що безпосередньо впливає на зміну пружно-деформаційних властивостей полімерного шару в процесі відновлення підшипника.

Крім того, на відміну від підходу, орієнтованого переважно на експериментальну трибологічну характеристику полімерних композитів, у цій роботі запропоновано фізико-математичну модель, яка поєднує: контактну задачу Герца для системи «вал – полімерний шар»; тепловий баланс у зоні тертя; зміну геометрії та властивостей поверхні внаслідок процесу відновлення.

Таким чином, запропонований підхід дозволяє перейти від якісного та матеріалознавчого аналізу до кількісного прогнозування точності обробки, навантажувальної здатності та ресурсу відновлених підшипників ковзання.

Процес відновлення підшипників ковзання з використанням полімерних композицій супроводжується складною взаємодією контактно-механічних, трибологічних і теплових явищ, що безпосередньо впливають на точність обробки, навантажувальну здатність і довговічність вузла тертя. У зв'язку з цим виникає необхідність розроблення узагальненої фізико-математичної моделі, здатної адекватно описувати напружено-деформований стан відновленого підшипника з урахуванням специфіки полімерного шару.

Контактна взаємодія між валом і відновленим полімерним покриттям підшипника ковзання є визначальним фактором формування напружено-деформованого стану вузла тертя та його експлуатаційних характеристик. Для адекватного опису цієї взаємодії доцільним є застосування положень теорії пружного контакту, адаптованої до умов роботи метало-полімерних пар тертя.

У розглянутій системі контакт реалізується між жорстким сталевим валом радіуса R_1 та втулкою R_2 , внутрішня поверхня якої сформована полімерним покриттям товщиною h . У більшості практичних випадків модуль пружності сталі на порядок перевищує модуль пружності полімерної композиції, що дозволяє прийняти вал абсолютно жорстким тілом, а деформації локалізувати переважно в полімерному шарі [13,14].

Механічну систему підшипникового вузла ковзання та відповідну розрахункову схему контактної взаємодії вала з полімерним покриттям наведено на рис. 1.

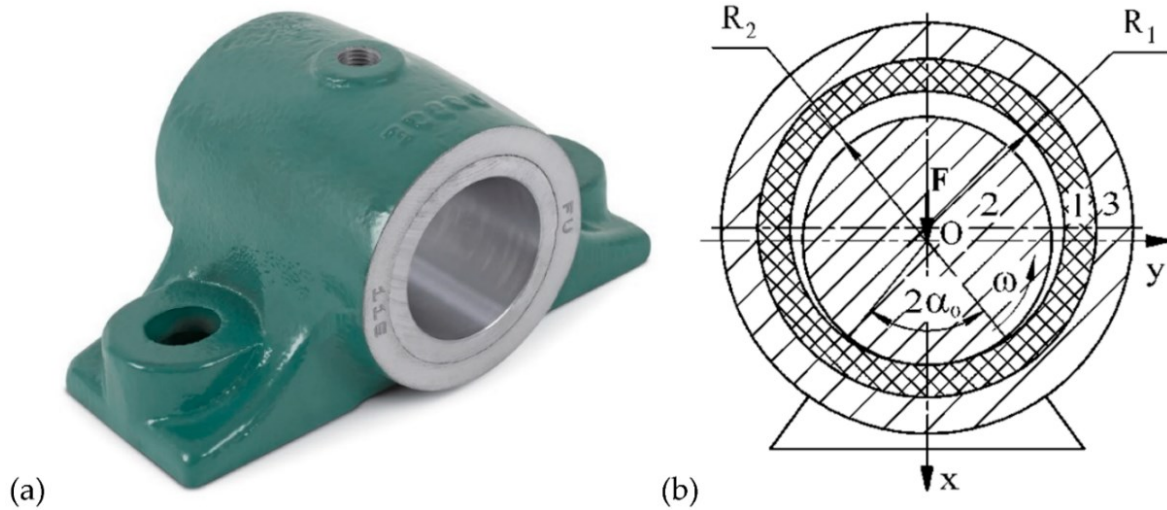


Рис. 1. Загальний вигляд підшипникового вузла ковзання та розрахункова схема контактної взаємодії вала з полімерним покриттям [13]: (а) загальний вигляд корпусного підшипникового вузла ковзання з втулкою; (б) розрахункова схема контакту вала з полімерним покриттям підшипника (R_1 – зовнішній радіус втулки; R_2 – внутрішній радіус втулки; O – центр вала; F – радіальне навантаження; ω – кутова швидкість обертання вала; 1 – металева втулка; 2 – вал; 3 – полімерне покриття)

Як показано на рис. 1, б, контакт між валом і полімерним шаром реалізується в умовах радіального навантаження F , при цьому деформації локалізуються переважно в зоні покриття, а вал і металева втулка можуть розглядатися як відносно жорсткі тіла. Контакт вала з покриттям носить лінійний (циліндричний) характер, а зона контакту має скінченну ширину, яка формується внаслідок пружної деформації матеріалу покриття під дією зовнішнього навантаження. Таким чином, задача контакту зводиться до визначення розподілу контактної тиску та поля переміщень у полімерному шарі.

Контактна задача формується в межах лінійної теорії пружності для ізотропного матеріалу. Напружено-деформований стан полімерного покриття описується рівняннями рівноваги:

$$\nabla \cdot \sigma = 0, \quad (1)$$

де σ – тензор напружень.

Зв'язок між напруженнями та деформаціями визначається узагальненим законом Гука:

$$\sigma_{ij} = \lambda \delta_{ij} \varepsilon_{kk} + 2\mu \varepsilon_{ij}, \quad (2)$$

де λ, μ – коефіцієнти Ламе, які пов'язані з модулем Юнга E та коефіцієнтом Пуассона ν :

$$\lambda = \frac{E\nu}{(1+\nu)(1-2\nu)}, \quad \mu = \frac{E}{2(1+\nu)}. \quad (3)$$

Кінематичні співвідношення між деформаціями та переміщеннями задаються у вигляді:

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right), \quad (4)$$

де u_i – компоненти вектора переміщень.

На зовнішній поверхні металевої втулки задається умова жорсткого закріплення, що відповідає ідеальному зчепленню полімерного шару з металевою основою: $u = 0$.

На контактній поверхні «вал – полімерне покриття» формулюються односторонні контактні умови, які виключають взаємне проникнення тіл:

$$g_n(x) \geq 0, \quad p_n(x) \leq 0, \quad g_n(x) \cdot p_n(x) = 0, \quad (5)$$

де $g_n(x)$ – нормальний зазор між валом і покриттям; $p_n(x)$ – контактний тиск.

Контактний тиск прикладається вздовж нормалі до поверхні контакту та є змінною величиною, що визначається з умови рівноваги та сумарного прикладеного навантаження:

$$\int_{S_c} p_n dS = F, \quad (6)$$

де S_c – зона контакту; F – зовнішнє радіальне навантаження.

У разі врахування тертя дотичні напруження можуть описуватися законом сухого тертя Кулона:

$$|\tau_t| \leq \mu |p_n|, \quad (7)$$

де μ – коефіцієнт тертя.

Для первинної оцінки контактних параметрів може бути використана класична теорія Герца для циліндричного контакту [15]. Згідно з цією теорією, розподіл контактної тиску має напівеліптичний характер:

$$p(x) = p_{max} \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2}, \quad (8)$$

де a – півширина зони контакту; p_{max} – максимальний контактний тиск.

Однак класична теорія Герца виходить із припущення про напівпростір, що не враховує скінченну товщину полімерного шару та наявність жорсткої металевої основи втулки. Для підшипників ковзання з відновленим покриттям ці фактори суттєво впливають на рівень контактних напружень, що було підтверджено в роботах [16-18].

Для підвищення точності контактної моделі полімерне покриття розглядається як пружний шар скінченної товщини, жорстко з'єднаний з металевою втулкою. У цьому випадку контактний тиск визначається не лише навантаженням і радіусом вала, а й співвідношенням h/R та відносною жорсткістю матеріалів.

Аналітично така задача приводить до інтегрального рівняння типу Фредгольма першого роду відносно контактної тиску:

$$\delta(x) = \int_{-a}^a p(\xi) K(x - \xi) d\xi, \quad (9)$$

де $\delta(x)$ – локальна пружна деформація шару; $K(x - \xi)$ – ядро, що враховує властивості матеріалу та товщину шару.

У загальному випадку розв'язання такого рівняння виконується чисельними методами [18, 19].

Для практичної реалізації контактної моделі в роботі використовується метод кінцевих елементів, який дозволяє:

- урахувати скінченну товщину полімерного шару;
- моделювати неоднорідність механічних властивостей композиційного матеріалу;
- реалізувати нелінійні контактні умови.

Контакт між валом і покриттям задається за допомогою контактних елементів типу surface-to-surface з умовами непроникнення та можливістю врахування тертя за законом Кулона. Результатом розрахунку є поле контактної тиску, еквівалентних напружень та переміщень, які використовуються для подальшої оцінки навантажувальної здатності та довговічності підшипника [20, 21].

Запропонована фізико-математична модель дозволяє встановити кількісний зв'язок між складом полімерного матеріалу, параметрами контактної взаємодії та довговічністю підшипника ковзання. Отримані аналітичні залежності створюють основу для оптимізації складу полімерних композицій і вибору технологічних параметрів процесу відновлення підшипників.

На основі сформованої фізико-математичної моделі контактної взаємодії вала з полімерним покриттям підшипника ковзання отримано аналітичні залежності, що дозволяють оцінити розподіл контактної тиску, напружено-деформований стан полімерного шару та потенційну довговічність вузла тертя залежно від складу полімерної композиції.

Аналіз аналітичного розв'язку показав, що ефективний модуль пружності полімерного покриття E , який визначається складом композиції та типом наповнювачів, є визначальним параметром формування контактної зони. Зі зменшенням E відбувається розширення контактної області φ_0 , що супроводжується зниженням максимального контактної тиску p_{max} .

Такий ефект є сприятливим з точки зору зменшення контактних напружень, однак надмірне зниження жорсткості полімерного шару призводить до зростання пружних деформацій, що може негативно впливати на стабільність геометричного зазору та умови формування мастильної плівки. Це підтверджує доцільність використання наповнених полімерних композицій із керованими пружними властивостями.

Отримана еюра контактної тиску герцівського типу характеризується плавним розподілом навантаження з максимумом у центральній зоні контакту та нульовими значеннями на межах контактної області для системи «вал – полімерний шар» (рис. 2). Розподіл тиску має плавний характер із максимумом у центральній зоні контакту та зменшується до нульових значень на межах контактної області.

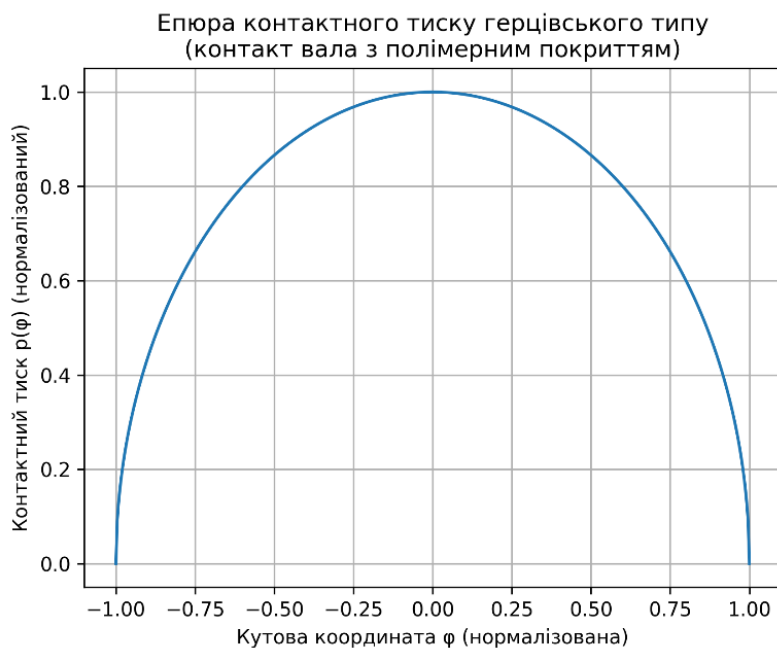


Рис. 2. Епюра контактного тиску герцівського типу при взаємодії вала з полімерним покриттям підшипника ковзання

Така форма епюри відповідає фізичній природі пружного контакту та узгоджується з експериментальними результатами, наведеними у відомих трибологічних дослідженнях.

Встановлено, що зміна складу полімерної композиції впливає не лише на рівень p_{max} , а й на крутизну спаду тиску в периферійних зонах контакту. Це має принципове значення для прогнозування локального зносу, оскільки максимальна інтенсивність зношування реалізується в областях підвищеного контактного тиску.

Використання узагальненого критерію зносу, у поєднанні з отриманим розподілом контактного тиску дозволило встановити функціональний зв'язок між складом полімерної композиції, контактними напруженнями та швидкістю зношування.

Показано, що зниження максимального контактного тиску шляхом оптимізації модуля пружності полімерного шару призводить до пропорційного зменшення інтенсивності зношування та зростання розрахункової довговічності підшипника. При цьому введення твердих мастильних наповнювачів розглядається як фактор, що одночасно зменшує коефіцієнт тертя та впливає на параметр зношування k , що додатково підвищує ресурс вузла тертя.

Таким чином, результати моделювання підтверджують доцільність використання полімерних композицій із керованими механічними та трибологічними властивостями для відновлення підшипників ковзання, що працюють у важких навантажувальних режимах.

Висновки

Розроблено фізико-математичну модель контактної взаємодії вала з полімерним покриттям підшипника ковзання, яка базується на рівняннях лінійної теорії пружності та узагальненій герцівській контактній постановці.

Отримано аналітичний вираз для епюри контактного тиску $p(\varphi)$, що дозволяє визначити максимальні контактні напруження та ширину контактної зони залежно від пружних властивостей полімерної композиції. Встановлено вплив складу полімерного матеріалу на ефективний модуль пружності, форму епюри контактного тиску та інтенсивність зношування підшипникового вузла.

Запропоновано критерій працездатності та довговічності підшипника ковзання, заснований на поєднанні контактної постановки та закону зношування, що дозволяє прогнозувати ресурс вузла тертя на етапі проектування або відновлення.

Отримані результати створюють наукове підґрунтя для оптимізації складу полімерних композицій і технологічних параметрів процесу відновлення підшипників ковзання.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] K. Friedrich, "Polymer composites for tribological applications," *Advanced Industrial and Engineering Polymer Research*, vol. 1, no. 1, pp. 3–39, 2018. <https://doi.org/10.1016/j.aiepr.2018.05.001>.

- [2] J. Ye, D. L. Burris, and T. Xie, "A review of transfer films and their role in ultra-low-wear sliding of polymers," *Lubricants*, vol. 4, no. 1, art. no. 4, 2016. <https://doi.org/10.3390/lubricants4010004>.
- [3] S. Bahadur, "The development of transfer layers and their role in polymer tribology," *Wear*, vol. 245, no. 1–2, pp. 92–99, 2000. [https://doi.org/10.1016/S0043-1648\(00\)00469-5](https://doi.org/10.1016/S0043-1648(00)00469-5).
- [4] A. Sorrentino, "Tribology of self-lubricating polymer nanocomposites," in *Tribology of Polymer Nanocomposites*, Springer, Cham, 2018. https://doi.org/10.1007/978-3-662-56528-5_4.
- [5] L. Deleanu, M. Botan, and C. Georgescu, "Tribological behavior of polymers and polymer composites," in *Tribology*, IntechOpen, 2020. <https://doi.org/10.5772/intechopen.94264>.
- [6] K. Friedrich, K. Váradi, and Z. Zhang, "Wear modelling of polymer composites," in *Wear of Advanced Materials*, Woodhead Publishing, 2005, pp. 374–402. <https://doi.org/10.1533/9781845690847.374>.
- [7] A. Abdelbary, *Wear of Polymers and Composites*. Woodhead Publishing, 2014. <https://doi.org/10.1533/9781782421788.133>.
- [8] J. Somberg, P. Saravanan, H. S. Vadivel, K. Berglund, Y. Shi, J. Ukonsaari, and N. Emami, "Tribological characterisation of polymer composites for hydropower bearings: Experimentally developed versus commercial materials," *Tribology International*, vol. 162, art. no. 107101, 2021. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2021.107101>.
- [9] M. Chernets, A. Kornienko, and Y. Chernets, "Investigations on contact pressures and durability of metal-polymer dry sliding bearings with miniature, small and large diameters," *Tribology in Industry*, vol. 44, pp. 528–539, 2022. <https://doi.org/10.24874/ti.1076.06.22.09>.
- [10] M. Czerniec and J. Zubrzycki, "Study of contact pressures in total hip replacement," *Advances in Science and Technology Research Journal*, vol. 15, pp. 176–183, 2021. <https://doi.org/10.12913/22998624/135251>.
- [11] M. Chernets and J. Zubrzycki, "Study of contact parameters in metal-on-plastic hip endoprosthesis with the analytical-numerical method of contact mechanics," *Advances in Science and Technology Research Journal*, vol. 17, pp. 145–153, 2023. <https://doi.org/10.12913/22998624/164127>.
- [12] M. Chernets, Y. Chernets, Y. Skvarok, and J. Zubrzycki, "Investigation of wear resistance of polyamide PA6 based composite materials for metal-polymer plain bearings and gears," *Tribology in Industry*, vol. 45, pp. 643–649, 2023. <https://doi.org/10.24874/ti.1109.06.23.09>.
- [13] M. Chernets and V. Zhydyk, "Mathematical modeling of load capacity and durability of metal-polymeric bearings with a composite bushing based on polyamides, polytetrafluoroethylenes, polyetheretherketones, or polyethylene terephthalates," *Applied Sciences*, vol. 14, no. 23, art. no. 11275, 2024. <https://doi.org/10.3390/app142311275>.
- [14] М. В. Чернець, С. В. Федорчук, А. О. Корнієнко, А. О. Іщенко, та О. В. Радіоненко, "Розрахункова оцінка максимальних контактних тисків у циліндричній металополімерній напрямній ковзання з втулкою з епоксидного композиційного матеріалу Moglice," *Проблеми тертя та зношування*, № 2(91), с. 14–25, 2023. [https://doi.org/10.18372/0370-2197.2\(91\).15523](https://doi.org/10.18372/0370-2197.2(91).15523).
- [15] K. L. Johnson, *Contact Mechanics*. Cambridge: Cambridge University Press, 1985.
- [16] V. V. Aulin, S. V. Lysenko, A. V. Hrynkiv, and M. V. Pashynskiy, "Improvement of tribological characteristics of coupling parts 'shaft-sleeve' with polymer and polymer-composite materials," *Problems of Tribology*, vol. 105, no. 3, pp. 96–107, 2022. <https://doi.org/10.31891/2079-1372-2022-105-3-96-107>.
- [17] М. В. Чернець та А. О. Корнієнко, "Розрахункова оцінка контактних тисків у циліндричних металополімерних парах ковзання," *Проблеми тертя та зношування*, № 1(94), с. 5–16, 2024. [https://doi.org/10.18372/0370-2197.1\(94\).16467](https://doi.org/10.18372/0370-2197.1(94).16467).
- [18] V. V. Aulin, O. V. Kuzyk, S. V. Lysenko, A. B. Hupka, A. V. Hrynkiv, and I. V. Zhylova, "Methodology for calculating the main characteristics of sliding bearings of automotive systems and analysis of their tribological efficiency," *Collection of Scientific Papers*, vol. 9, no. 40, pp. 151–164, 2024. [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2024.9\(40\).1.151-164](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2024.9(40).1.151-164).
- [19] O. O. Yachuk and V. V. Povorotnii, "Design features and modern technologies of sliding bearings in industrial applications," *Visnyk of Pryazovskyi State Technical University. Series: Technical Sciences*, no. 49(1), pp. 88–96, 2024. <https://doi.org/10.31498/2225-6733.49.1.2024.321228>.
- [20] "Study of wear resistance of a radial bearing covered by a polymer coating with an axial groove on a nonstandard base surface," *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*, vol. 53, pp. 241–249, 2024.
- [21] "Predictive analysis of rotor machines fluid-film bearings operability," *Advanced Engineering Research*, vol. 22, no. 4, pp. 365–372, 2023. <https://doi.org/10.23947/2687-1653-2022-22-4-365-372>.

Віштак Інна Вікторівна – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри безпеки життєдіяльності та педагогіки безпеки, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5646-4996>, e-mail: vishtakiv@vntu.edu.ua

Сорока Максим Олександрович – аспірант, кафедра технологій автоматизації машинобудування, ORCID: <https://orcid.org/0009-0006-8929-777X>, e-mail: maksim.soroka69@gmail.com

Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця

Physical and mathematical modeling of the process of renewal of sliding bearings using polymers

Vinnitsia National Technical University

The article considers the problem of increasing the service life and accuracy of sliding bearings by improving their restoration technologies using polymer and polymer composite materials. It is shown that under operating loads, friction and wear, the violation of the geometric accuracy of the bearing surfaces significantly affects the performance of the unit, causing an increase in contact stresses, vibrations and energy losses. The feasibility of using polymer coatings as an alternative to traditional repair methods, which are accompanied by significant thermal effects and residual deformations, is substantiated.

The aim of the work is to develop a physical and mathematical model of the restoration process of sliding bearings with a polymer coating, which provides quantitative prediction of contact characteristics, stress-strain state and durability of the friction unit based on a limited number of physically justified parameters. Within the framework of the study, a contact model of the interaction of the system "shaft - polymer layer - metal sleeve" was formed, taking into account the assumptions of the linear theory of elasticity, smooth contact and isotropic properties of materials.

The proposed mathematical description is based on the equations of equilibrium of a continuous medium, the relations of stresses and strains for the linear-elastic matrix of a polymer material and the generalized Hertzian contact formulation. An analytical expression for the contact pressure diagram, which is characterized by a smooth load distribution with a maximum in the central contact zone and zero values at the boundaries of the contact region, was obtained. This form of distribution is consistent with the physical nature of elastic contact and the results of known tribological studies.

The influence of the composition of the polymer composition on the effective modulus of elasticity, contact stresses and the width of the contact zone was analyzed. It is shown that changing the fillers and matrix of the polymer material allows for targeted control of contact characteristics and reduction of wear intensity. As a final element of the model, a criterion for the operability and durability of a sliding bearing is proposed, which combines the results of contact analysis with a generalized wear law and allows for predicting the service life of the unit at the design or repair stage.

Keywords: sliding bearing; polymer coating; contact pressure; physical and mathematical model; wear; durability.

Vishtak Inna – Cand. Sc. (Eng.), Associate Professor, Associate Professor at the Department of Safety Life and Pedagogical Safety, <https://orcid.org/0000-0001-5646-4996>, e-mail: vishtakiv@vntu.edu.ua

Soroka Maksym – Ph. D. Student, Department of Technology and Automation of Mechanical Engineering, <https://orcid.org/0009-0006-8929-777X>, e-mail: maksim.soroka69@gmail.com

В. П. Волков¹
С. І. Кривошапов¹
Т. В. Волкова¹
В. П. Кужель²
В. В. Верхломчук¹

УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЙ КОНТРОЛЮ І УПРАВЛІННЯ ТЕХНІЧНИМ СТАНОМ МУНІЦИПАЛЬНИХ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ В УМОВАХ ІНТЕЛЕКТУАЛЬНИХ ТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ

¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет

²Вінницький національний технічний університет

Метою дослідження є удосконалення основ функціонування автоматизованої системи контролю і управління технічним станом муніципального пасажирського автомобільного транспорту (МПАТ) в умовах формування інтелектуальних транспортних систем (ITS). Одним з основних світових напрямків удосконалення системи технічного контролю і управління МПАТ є використання інтелектуальних транспортних систем (ITS) – систем, де засоби управління, контролю і зв'язку інтегровані в АТ та об'єкти транспортної інфраструктури, а прийняття рішень ґрунтується на інформації, отриманій в реальному часі від різних джерел. Аналіз існуючої моделі технічної експлуатації транспортних засобів (ТЗ) в Україні показав, що існуюча модель контролю і управління технічним станом ТЗ сформована на базі спрощеної системи функціонування транспортної інфраструктури і вже не відповідає вимогам часу. Розроблено в роботі віртуальне підприємство автомобільного транспорту (ПАТ) «ХНАДУ - ТЕСА», яке призначене саме для вирішення виробничих завдань МАПТ з оптимізації роботи парку рухомого складу (РС) є комплексним рішенням по моніторингу і управлінню життєвого циклу етапу експлуатації РС. Запропонована модель віртуального механіка відділу технічного контролю технічної служби на основі телепатичної системи процесу експлуатації муніципального транспорту; на основі моделі віртуального механіка відділу технічного контролю здійснена можливість візуалізації роботи системи технічного контролю та управління діяльністю муніципального транспорту в режимі реального часу за допомогою формування доступного інформаційного комплексу транспортної системи міста. Для цього використано методологію об'єктно-орієнтованого підходу забезпечення в умовах формування ITS. Запропонована методологія моделювання системи технічного контролю і управління діяльністю містить такі блоки: корегування вихідної інформації; розрахунок параметрів ефективності функціонування; оптимізації параметрів технічної служби ПАТ.

Ключові слова: транспортний засіб, муніципальний автомобільний пасажирський транспорт, рухомий склад, технічний контроль, технічна експлуатація автомобілів, система ТО і Р, стратегія і тактика, технічна служба, інтелектуальні інформаційні системи, об'єктно-орієнтований підхід, математична модель.

Вступ

Ефективна і надійна робота автомобільного транспорту (АТ) є найважливішим чинником соціально-політичної і економічної стабільності суспільства. АТ, і насамперед муніципальний автомобільний пасажирський транспорт (МАПТ), забезпечує основну частину поїздок населення і безпосередньо впливає на ефективність функціонування всієї системи міського господарства, на роботу підприємств, організацій, установ [1]. Успішність перевезень пасажирів АТ у великій мірі залежить від рівня забезпечення технічної готовності транспортних засобів (ТЗ, автомобілів) з боку технічної служби (ТС) підприємств автомобільного транспорту (ПАТ), а необхідний рівень технічної готовності цих ТЗ, в свою чергу, досягається за рахунок впровадження систем оперативного технічного контролю і регулювання діяльності МАПТ. Одним з основних світових напрямків удосконалення системи технічного контролю і регулювання МАПТ є використання інтелектуальних транспортних систем (ITS) – систем, де засоби управління, контролю і зв'язку інтегровані в АТ та об'єкти транспортної інфраструктури, а прийняття рішень ґрунтується на інформації, отриманій в реальному часі від різних джерел [2, 3].

Новим підходом у комплексі заходів ITS, спрямованих на вдосконалення роботи системи технічного контролю і регулювання МАПТ, є автоматизація управління процесами технічної експлуатації автомобілів (ТЕА), що основана на інтенсивному впровадженні на АТ новітніх інформаційних систем контролю в управлінні виробничими процесами систем ТО і Р. Як показує світовий досвід, на АТ

найбільш ефективний і дієвий контроль, може бути отриманий тільки за допомогою широкого застосування сучасних інформаційних технологій у комплексі з електронно-технічними пристроями та телематичними засобами зв'язку, розташованими на ТЗ [3, 4].

Особливість більшості з існуючих досліджень полягає в тому, що в цілому вони присвячені проблемам впровадження новітніх інформаційних технологій ITS в ТЕА в умовах комплексних ПАТ, що сьогодні характерно лише для АТ мегаполісів.

Метою дослідження удосконалення основ функціонування автоматизованої системи контролю і управління технічним станом міського автомобільного пасажирського транспорту в умовах формування ITS.

Матеріали і методи дослідження

Основна мета ТЕА саме як підсистеми АТ - це забезпечення і підтримка справного технічного стану рухомого складу (РС). Відмітимо, що до 50% саме собівартості перевезень залежить, як від якості так і від ефективності ТЕА. Основне завдання ТЕА полягає в виборі системи технічного обслуговування і ремонту (ТО і Р) РС, яка, в свою чергу, повинна регулюватися розробленим і затвердженим комплексом взаємопов'язаних положень і норм, які визначають як порядок так і організацію, як зміст, так і нормативи проведення робіт із забезпечення роботоздатності парку ТЗ. Раніше, в умовах планово-попереджувальної системи ТО і Р, ефективність ТЕА забезпечувалася виключно інженерно-технічною службою ПАТ, діяльність якої також керувалася відповідними нормативними положеннями і документами [5, 6].

Існуюча система ТО і Р – це комплекс заходів, які спрямовані на забезпечення роботоздатності (рівня надійності) РС в процесі експлуатації для забезпечення саме найменших як сумарних трудових так і матеріальних витрат і звісно втратах часу на основі підтримки роботоздатності (впливи ТО) та відновлення роботоздатності [7]. В сфері МАПТ АТ втратив на жаль цей дієвий механізм керування рівнем надійності (експлуатаційної) парку ТЗ завдяки гнучкій системі ТО і Р [8].

Таким чином, перед державними інституціями і, насамперед, на МАПТ постає питання щодо необхідності відновлення контролю та регулювання за дотриманням МАПТ вимогам діючої системи ТО і Р з метою недопущення чи попередження виникнення відмов ТЗ і, як наслідок, дорожньо-транспортних пригод (ДТП) через причину низької технічної надійності ТЗ. На жаль сучасна так звана «середньостатистична» система ТО і Р, яка була сформована на протязі багатьох років на АТ, вже зовсім не відповідає сучасним умовам експлуатації [7, 8]. Основна перевага даної системи була лише в тому, що вона дозволяла прогнозувати технічний стан ТЗ, а головний недолік існуючої системи ТО і Р полягає в тому, що рішення про необхідність проведення робіт з ТО і Р, приймалися виключно на підставі інформації щодо пробігу ТЗ. Тому на практиці при реалізації такої системи ТО і Р не враховується саме реальний стан складових ТЗ, результат цього може проявитися в перевитраті запасних частин, і, як наслідок, підвищенні матеріальних витрат на підтримання ТЗ у справному стані [7, 8]. Усунути чи звести до мінімуму зазначені недоліки планово-попереджувальної системи ТО і Р можна шляхом переходу на систему обслуговування і ремонту ТЗ саме за реальним технічним станом (рис. 1). Вирішення цього завдання в умовах сьогодення можливе за рахунок впровадження на АТ інноваційних як систем контролю технічного стану, так і експлуатаційних показників ТЗ бажано саме в режимі реального часу.

Проведений авторами аналіз сучасного рівня розвитку інформаційних технологій показав, що станом на сьогодні на АТ є можливість забезпечити повний контроль всього наявного рухомого парку ТЗ, а також, про що йдеться в даній роботі, його технічного стану. При потребі можна забезпечити відповідну роботу технічної служби (ТС) ПАТ навіть в автоматизованому режимі. Впровадження на практиці подібних систем контролю/керування технічним станом ТЗ стає можливим завдяки бурхливому розвитку інформаційних технологій як універсального так і спеціалізованого призначення, так званих «телематичних систем», які поєднують засоби зв'язку як ближньої так і дальньої дії, а також використовують можливості сучасних супутникових систем навігації [9].

Телематична система – це система, яка поєднує в єдиний технічний і технологічний комплекс такі підсистеми: організації дорожнього руху, забезпечення безпеки дорожнього руху, а також надання інформаційного сервісу для учасників дорожнього руху і потенційних суб'єктів транспортного процесу. У нормативних (цільових, стратегічних, політичних) документах країн зарубіжжя така телематична система одержала назву саме інтелектуальна транспортна система і відповідну абревіатуру – ITS [2].

Саме ITS в сучасному світі визнана загальнотранспортною ідеологією інтеграції досягнень саме телематики для запровадження у сфері автомобільного транспорту для вирішення проблем як економічного так і соціального характеру, а саме для зниження аварійності, підвищення ефективності роботи громадського транспорту і збільшення вантажоперевезень, забезпечення загальної транспортної безпеки, покращення екологічних показників [2].

На рисунку 2 представлена інформаційна система управління (ІСУ) на АТ, яка може працювати у складі ІТС. ІСУ використовуються саме для слабкоструктурованих задач як на рівні стратегічного планування так і на рівні управлінського і оперативного контролю.

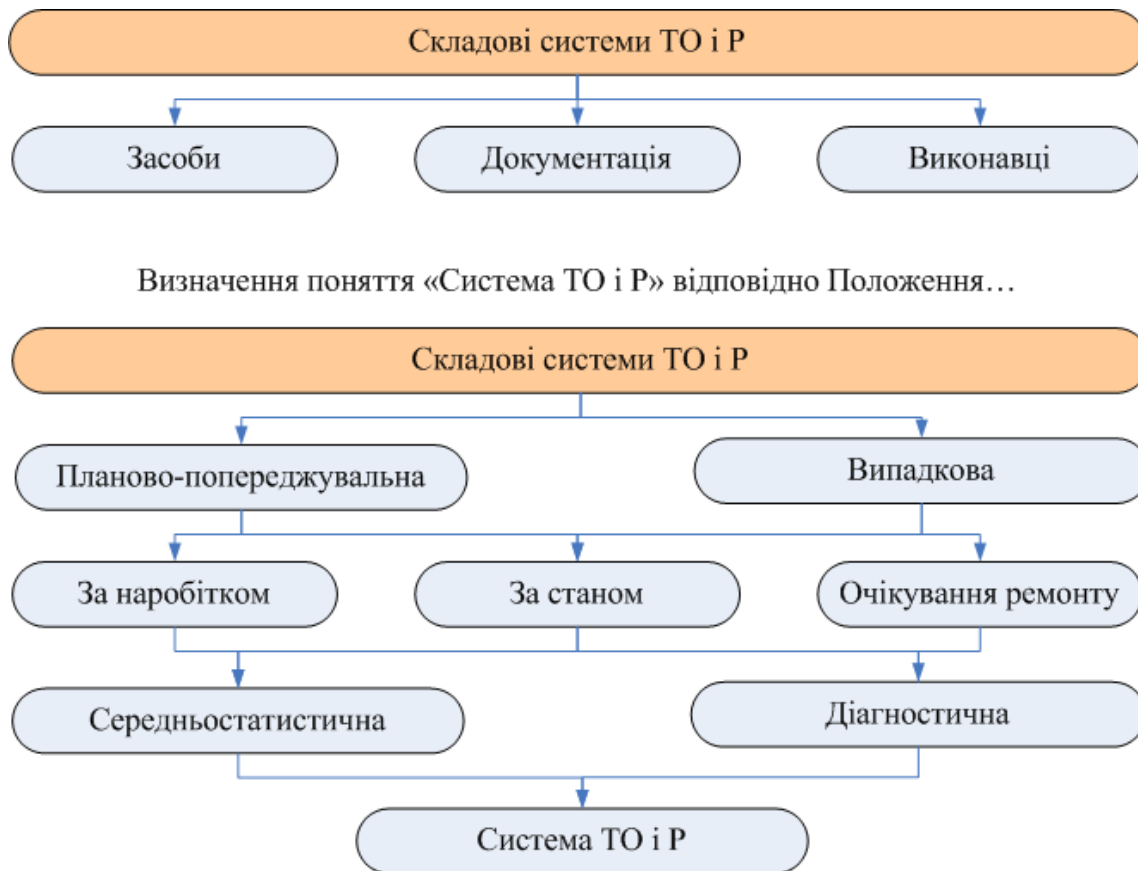


Рис. 1. Аналіз системи ТО і Р рухомого складу автомобільного транспорту

За допомогою ІСУ на АТ можна створити:

- диспетчерські служби, системи управління;
- автоматизовані системи управління саме технологічними процесами (АСУТП);
- автоматизовані системи управління всім виробництвом (АСУВ).

При впровадженні ІСУ на АТ, вони дадуть змогу збирати інформацію про стан і готовність:

- рухомого складу (РС);
- технологічного обладнання та всього виробничого процесу ПАТ;
- потоку транспортних засобів (ТЗ) при впливі на нього навколишнього середовища.

ІТС з точки зору технічної політики МАПТ орієнтована на вирішення завдань, пов'язаних з організацією дистанційного діагностування параметрів станів ТЗ, а в цілому на проведення оперативного технічного контролю і регулювання діяльності ТЗ в процесі експлуатації [9].

В Україні одним з найбільш доступних способів створення ІТС є впровадження супутникового моніторингу (GPS-моніторингу) за діяльністю ТЗ. В даному випадку робота системи супутникового моніторингу ТЗ будується на взаємодії основних компонентів, що використовують технології GPS, GSM і Internet.

По-перше, на сучасному ТЗ обов'язково існує бортовий прилад (GPS-трекер), що отримує з системи бортового діагностування інформацію і відправляє її на телематичний web-сервер. GPS-трекер по радіоканалу отримує дані від супутників системи глобального позиціонування (Global Positioning System), що знаходяться на навколосемних геостационарних орбітах. На основі прийнятої інформації бортовий прилад обчислює свої геокоординати і час, а потім здійснює передачу зібраної інформації із заданою періодичністю по наземному GSM каналу. Для цього використовуються технології, що надаються операторами мобільного зв'язку.

По-друге, телематичний web-сервер забезпечує маршрутизацію, контроль, розподіл даних та їх збереження у власній базі. Бортові прилади передають дані на сервер в безперервному режимі. ПО web-сервера візуалізує і переводить оброблену інформацію у формат звітів. Ці звіти можуть бути доступні диспетчерам ТС ПАТ через глобальну мережу Інтернет. У звітах фіксується історія подій, що відбулися,

а саме: перетинання контрольних зон, зупинки, час стоянок, швидкість руху, час початку і закінчення роботи ТЗ.

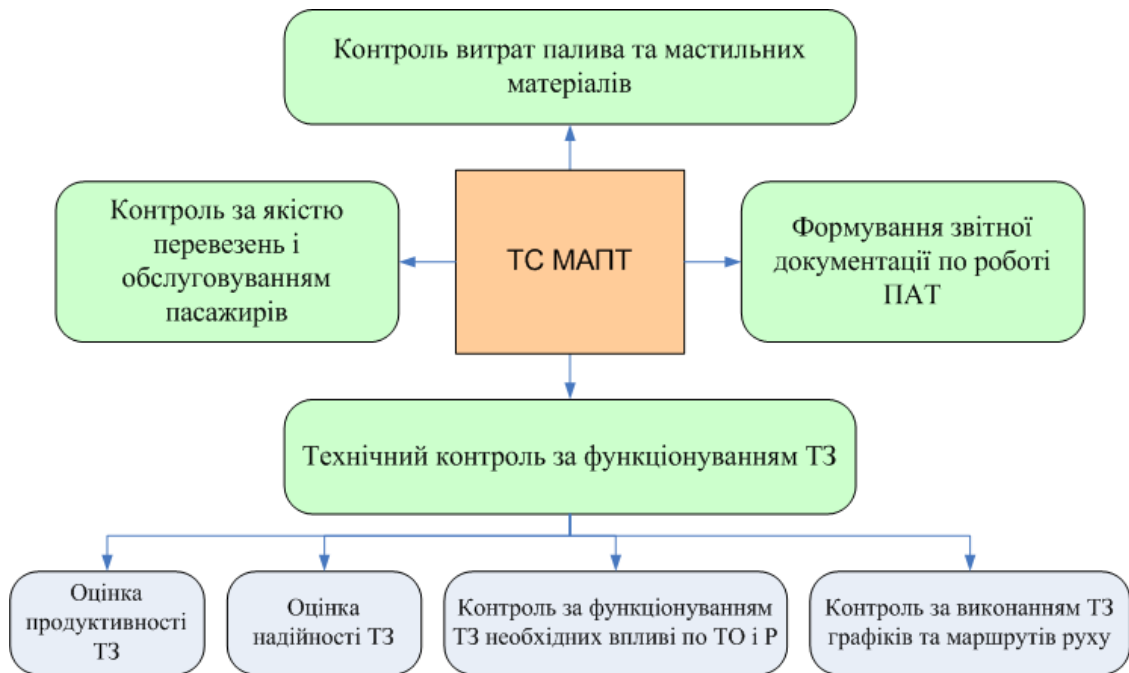


Рис. 2. Класифікація інформаційних систем на АТ

На МАПТ ефективного здійснення технічного контролю і регулювання його діяльності вимагає використання сучасних автоматизованих систем збору/аналізу даних, які можна використовувати як для оцінки поточних значень показників стану ТЗ, які надходять із бортової системи, так і аналізу накопичених даних на протязі всього процесу експлуатації (з метою подальшої статистичної обробки). В результаті впровадження саме таких систем, на АТ створюються умови як для попередження раптових відмов і скорочення часу простою в ремонті, так і для покращення загального рівня безпеки і надійності ТЗ; забезпечення зручності виконання транспортного процесу [9]. Крім того, в ТЕА з'являються можливості реалізувати як оперативне планування саме технологічного процесу ТО і Р ТЗ, так і визначення оптимальної структури вже виробничої бази всього ПАТ [7].

Для МАПТ особливо важливим є визначення оптимальних технологічних показників роботи ТС ПАТ, оскільки надійна робота МАПТ неможлива без наявності надійного ТЗ і, відповідно, організації надійної роботи його транспортної служби (ТС) [10].

Для реалізації поставленої мети прийнято методологію об'єктно-орієнтованого підходу, що ґрунтується на наступних положеннях [11, 12]:

- програма являє собою модель реального процесу;
- модель реального процесу або його частин можна описати у вигляді сукупності об'єктів, які взаємодіють між собою;
- об'єкт описується набором параметрів, значення яких визначають стан об'єкта, і набором операцій;
- взаємодія між даними об'єктами реалізується шляхом відправлення спеціальних повідомлень відповідно від одного об'єкта до іншого.

Застосування такої технології представляє структуру програми у вигляді взаємодіючих один з одним об'єктів. У результаті такої взаємодії, що здійснюється шляхом передачі повідомлень між об'єктами, реалізуються задані функції програми – прийнявши повідомлення, об'єкт може виконати певну дію (метод). Об'єктний підхід дозволяє якісно проаналізувати систему з усіх боків з метою наступної автоматизації управлінських функцій. Можливість автоматизації припускає вигравш у часі, а це, у свою чергу, підвищує якість і обґрунтованість прийнятих рішень [11]. Застосування об'єктно-орієнтованих методів дозволяє перебороти одну з головних труднощів, що виникають при розробці складних систем – розрив між реальним світом і середовищем, що імітує.

Результати дослідження

Основа розробки об'єктної моделі системи технічного контролю и регулювання діяльності МТ, відповідно до технології ООАП [11] – це аналіз статички системи, що проводиться шляхом побудови

діаграм варіантів використання та класів. Запропонована діаграма варіантів використання відображає концептуальну модель складної системи, тобто вона описує функціональне призначення системи [11]. На рисунку 3 в якості «суб'єкта управління» виступає ТС МАПТ.



Рис. 3. Основи регулювання діяльності МАПТ

ТС, згідно роботам [7, 10], виконує у процесі свого функціонування наступні загальні функції [13]:

- здійснює технічний контроль за діяльністю МАПТ і тим самим забезпечує безперервний рух ТЗ (автобусів) за встановленими графіками і маршрутами;
- контролює виконання ТЗ необхідних впливів по ТО і Р, а також – максимальне використання виробничих потужностей ТС;
- контролює витрату палива і мастильних матеріалів;
- здійснює контроль за якістю перевезень і обслуговування пасажирів;
- складає звітні рапорти та іншу документацію по роботі муніципального АТ в цілому і його диспетчерської служби.

Всі перераховані функції ТС є прецедентами. На діаграмі варіантів використання ці прецеденти зв'язані відношенням асоціації. Це означає, що прецедент, який пов'язаний з актором, повинен реалізовувати всі операції, необхідні для даного інтерфейсу.

На діаграмі варіантів використання всі прецеденти зв'язані відношенням асоціації, це означає, що прецедент повинен реалізовувати саме всі операції, що необхідні для функціонування даного інтерфейсу.

Відповідно до аналізу статистики, на МАПТ необхідно розглянути процес технічного контролю за його діяльністю.

Діаграма класів відбиває різні взаємозв'язки між окремими сутностями предметної області, а також описує їхню внутрішню структуру і типи відносин. У системі технічного контролю за діяльністю МАПТ функціонують п'ять класів – «ТЗ», «GPS-трекер», «Web-сервер», «ІТС» та «Оператор ПАТ». ТЗ здійснює перевезення пасажирів згідно заданого маршруту та графіку. Контроль за ТЗ здійснює диспетчер ПАТ.

GPS-трекер отримує сигнали від супутників системи GPS, визначає географічні координати знаходження ТЗ і фіксує час отримання сигналу. GPS-трекер через задані проміжки часу за допомогою GSM передає отриману інформацію у вигляді пакетів даних на сервер системи GPS моніторингу. Саме таким чином він здійснює збір, формування та передачу даних про діяльність ТЗ на маршруті.

Web-сервер системи GPS моніторингу призначено для прийому інформації (від телематичних пристроїв), її сортування, попередньої обробки, зберігання та відправки цієї телематичної інформації диспетчеру ПАТ через веб-інтерфейс або у вигляді електронних звітів.

Оператор ПАТ на основі даних, отриманих з web-серверу, здійснює аналіз діяльності МАПТ, а саме визначає наявність порушень правил експлуатації ТЗ (відхилення ТЗ від маршруту або графіка). Також диспетчер ПАТ стежить за виконанням графіків ТО і Р, причинами простоїв в ТС, наявністю працівників і режимом їх роботи.

Відповідно до ситуації, більшість ТЗ сьогодні працюють за стратегією очікування ремонтів, або до виникнення відмови і непрогнозованого «попадання» в ТС. В результаті, роботи ТО таким ТЗ проводяться після ремонту. ТО становляться роботами супутніми ремонту, що негативно впливає на безпеку МТ і забезпечує ймовірність безвідмовної роботи ТЗ на рівні 37 % [7]. Але відповідно до своїх функціональних зобов'язань ТС зобов'язана планувати графіки робіт по ТО і Р, контролювати використання своїх виробничих потужностей, а також безпосередньо здійснювати впливи ТО і Р.

Графічно діаграма класів реальної моделі представлена на рисунку 7.

Клас «ТЗ» пов'язаний із класами «Оператор ПАТ» та «ТС» відношенням асоціації, тобто класи є рівноправними. Клас «ТЗ» пов'язаний із класом «GPS-трекер» відношенням композиції, це означає, що на ТЗ встановлено GPS-трекер. Класи «Web-сервер» та «GPS-трекер» зв'язані між собою відношенням залежності, тобто деяка зміна одного з елемента моделі вимагає зміни іншого залежного від нього елемента моделі. Класи «Оператор ПАТ» та «Web-сервер» та також пов'язані між собою відношенням залежності.

З метою удосконалення системи технічного контролю за діяльністю МТ була створена віртуальна модель діаграми класів. У віртуальній моделі був вилучено клас «Оператор ПАТ», оскільки він не має можливості у повному обсязі виконувати задачі, що ставляться перед ним. Натомість було додано класи «Диспетчер ТС» та ПЗ «Virtual mechanic «HADI - 12»» [13].

«Оператор ТС» здійснює функції, які було покладено на клас «Оператор ПАТ», а також має змогу проводити оперативний технічний контроль і регулювання діяльності МАПТ за допомогою класу «ПЗ «Virtual mechanic «HADI - 12»» [13]. Клас «ПЗ «Virtual mechanic «HADI - 12»» суттєво пришвидшує процес обробки інформації на вході і тим самим спрощує роботу диспетчера ТС, крім того він дає змогу працювати за більш точними і важливими на сьогоднішній день показниками реального часу. Як реальна так і віртуальна моделі діаграми класів наведені на рис. 4.

В свою чергу рівень «Технічна служба» і «Транспортний засіб» пов'язані об'єднанням рівноправних зв'язків. Рівень «Технічна служба» пов'язаний із рівнями «Технічна служба» та «ПЗ «Virtual mechanic «HADI - 12»», відношенням відповідними зв'язками. Рівень «ПЗ «Virtual mechanic «HADI - 12»» пов'язаний із рівнем «Технічна служба» відношенням композиції, а з класом «Web-сервер» відношенням залежності. «Технічна служба» пов'язана з «Web-сервер» відношенням залежності.

Логічним продовження статичного аналізу системи є динамічний аналіз системи. Аналіз динаміки системи доцільно провести, використовуючи діаграми послідовності, станів об'єкта та системи, діяльності.

На структурній схемі послідовності зображуються винятково ті об'єкти, які безпосередньо беруть участь у взаємодії. Такими є: «Оператор МАПТ» – він же ініціатор взаємодії, що зображується крайнім ліворуч, «Web-сервер», «ТЗ», «Технічна служба». Всі об'єкти на схемі певні рівні, що обумовлені їхнім ступенем взаємодії, які реалізуються за допомогою повідомлень, які посилаються одними об'єктами іншим. Кожне таке повідомлення прямує відповідно від об'єкта, який ініціює й відправляє повідомлення, до об'єкта, що його одержує.

Дії, що виконуються в системі технічного контролю за діяльністю МАПТ (реальна модель) [13-16]:

- 1 – оператор МАПТ запитує у web-сервера інформацію (техніко-експлуатаційні параметри ТЗ);
- 2 – «ПЗ «Virtual mechanic «HADI - 12»» надає інформацію диспетчеру ТС, яка стає доступною через веб-інтерфейс або у вигляді звітів формату MS Excel;
- 3 – оператор МАПТ аналізує дані, отримані з сервера, і приймає управлінське рішення щодо діяльності ТЗ;
- 4 – оператор МАПТ дає управлінські команди щодо плану, маршруту, графіка руху водієві або власнику ТЗ;
- 5 – ТЗ звертається в ТС для здійснення планового впливу з ТО і Р.

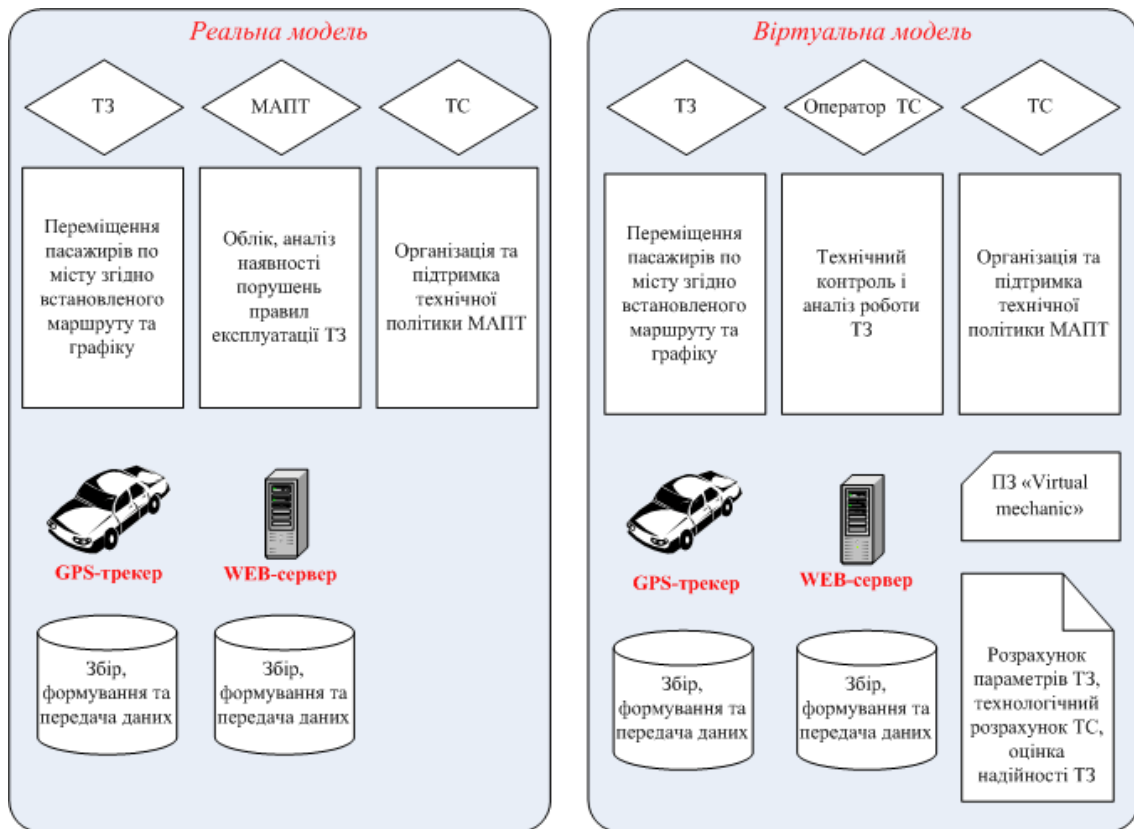


Рис. 4. Реальна і віртуальна моделі діяльності МАПТ

Структурна віртуальна модель діяльності МАПТ представлена на рисунку 5. Дії, що виконуються в системі ТО і Р в МАПТ представлені наступним чином [3]:

- 1 – оператор запитує у web-сервера необхідну інформацію (техніко-експлуатаційні параметри ТЗ);
- 2 – web-сервер системи GPS моніторингу надає інформацію оператору ТС, яка стає доступною у вигляді електронних логів;
- 3 – оператор ТС звертається до «ПЗ «Virtual mechanic «HADI - 12»» для обробки отриманих даних;
- 4 – «ПЗ «Virtual mechanic «HADI - 12»» аналізує отримані логи, а також робить наступні дії: проводить оцінку параметрів стану ТЗ МАПТ, а саме – розраховує пробіг ТЗ до ТО і Р, трудомісткість впливів ТО і Р; визначає ймовірності перебування ТЗ у роботі і в ТО і Р, тобто проводить розрахунок інтенсивності саме вхідних заявок на ТО і Р; здійснює також розрахунок (технологічний) роботи ТС, визначаючи її пропускну здатність;
- 5 – «ПЗ «Virtual mechanic «HADI - 12»» надає оператору результати проведених розрахунків;
- 6 – проаналізувавши отриману інформацію з сервера і ПЗ, оператор приймає управлінське рішення щодо діяльності ТЗ і ТС;
- 7 – оператор дає управлінські команди ТЗ щодо плану його роботи з перевезення пасажирів;
- 8 – оператор дає управлінські команди ТС щодо здійснення впливів по ТО і Р на ТЗ;
- 9 – ТС впливає на ТЗ згідно з командами оператора.

Висновки

Виконано аналіз сучасного стану технічної експлуатації автомобілів і запропоновано методологічні основи її розвитку з використанням інноваційних технологій. Для математичного моделювання системи контролю і регулювання діяльності міського автомобільного пасажирського транспорту застосовано об'єктно-орієнтований підхід, що надало можливість описати сукупність об'єктів, які представляють систему і виявити залежності між цими об'єктами. Для візуалізації результатів об'єктного аналізу використана уніфікована мова моделювання UML [14]. застосована ТМО та, відповідно, нормативно - імовірнісна методика технологічного розрахунку системи ТО і Р. Модель системи контролю технічного стану рухомого складу міського автомобільного пасажирського транспорту дозволяє одержати мінімальні трудовитрати технічної служби підприємства автомобільного транспорту щодо забезпечення гарантованого часу простою автомобілів в ТО і Р і визначити їх оптимальні значення, а також мінімальні витрати для реалізації оптимальної продуктивності технічної служби.

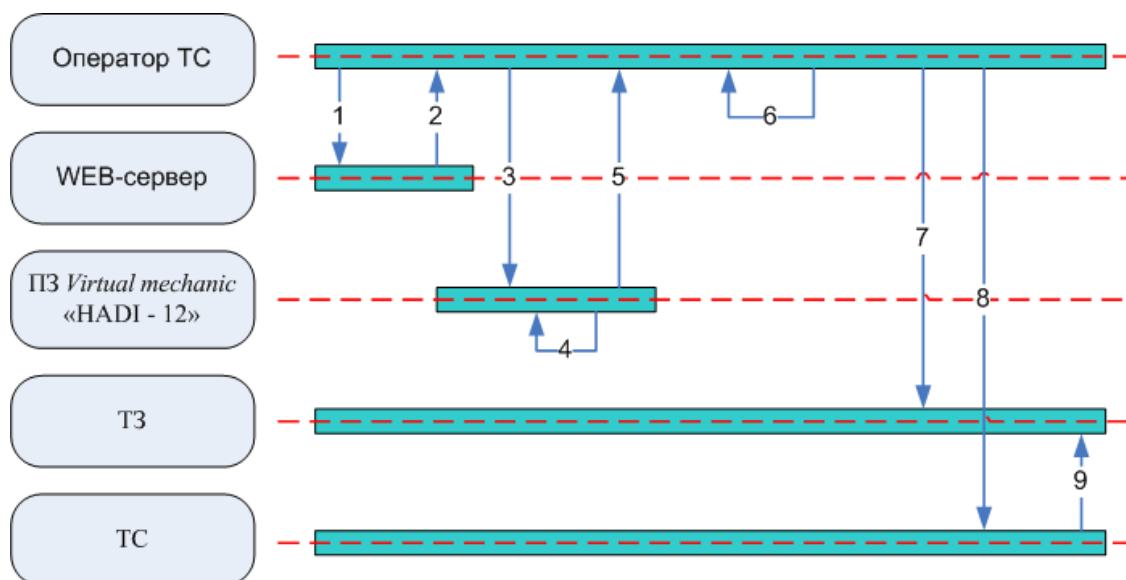


Рис. 5. Структурна віртуальна модель діяльності МАПТ

Запропонована модель віртуального механіка відділу технічного контролю підприємства автомобільного транспорту на основі телематичної системи процесу експлуатації рухомого складу міського автомобільного пасажирського транспорту. На основі моделі віртуального механіка відділу технічного контролю реалізована можливість візуалізації роботи системи технічного контролю та регулювання діяльності міського автомобільного пасажирського транспорту в режимі реального часу за допомогою формування доступного інформаційного комплексу транспортної системи міста.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] Вольська О.М., Храпкіна В.В., Гришук І.В. і ін. (2020). Сучасні тенденції розвитку автотранспортної галузі України. ОЛДІ-ПЛЮС. 144 с.
- [2] Онищук В.П., Кузнецов М., Козачук І.С. (2016). Інтелектуальні телематичні транспортні системи. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті*. Науковий журнал. Луцьк: Луцький НТУ. №2(6). С. 110–114.
- [3] Волков В.П., Гришук І.В., Мармут І.А. і ін. (2019). Інтелектуальні системи контролю технічного стану транспортних засобів: підручник (Електронне видання на CD-ROM) Харків: ХНАДУ. 264 с.
- [4] Мигаль В.Д. (2018). Інтелектуальні системи в технічній експлуатації автомобілів : монографія. Харків: Майдан. 262 с.
- [5] Положення про технічне обслуговування і ремонт дорожніх транспортних засобів автомобільного транспорту. К.: Міністерство транспорту України, Отримано з <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0268-98/card4>.
- [6] Правила експлуатації колісних транспортних засобів. Наказ Міністерства інфраструктури України від 26.07.2013 № 550. Отримано з <http://zakon.rada.gov.ua/go/z1453>.
- [7] Лудченко О.А., Лудченко Я.О. (2014). Технічна експлуатація автомобілів. Організація, планування і управління: підручник. Київ: Логос. 462 с.
- [8] Волков В.П., Комов Е.А. (2011). Сучасний підхід до контролю технічного стану рухомого складу в підприємствах автомобільного транспорту. *Вісник ЖДТУ*. № 2 (53). С. 26-30.
- [9] Волков В.П., Гришук І.В., Мармут І.А. і ін. (2019). Інтелектуальні системи контролю технічного стану транспортних засобів: підручник. Харків: ХНАДУ. 264 с.
- [10] Волков В.П., Комов Е.О. (2011). Організаційно-технічні основи забезпечення ефективності пасажирського транспорту в сучасних містах України. *Автомобільний транспорт*. № 29. С. 231-234.
- [11] Бублик В.В. (2015). Основи об'єктно-орієнтованого програмування: підручник. К. : ІТ-книга. 624 с.
- [12] Волков В.П., Гришук І.В., Гришук Ю.В. і ін. (2019). Загальний підхід до формування моделей оцінювання технічного стану автомобіля в умовах експлуатації. *Вісник машинобудування та транспорту*. Вінниця: ВНТУ. №1(9), С. 27–37
- [13] В.П. Волков, О.Б. Комов, П.Б. Комов, і ін. (2013). Технічний регламент програмного продукту «Віртуальний механік «HADI – 12»» при звичайній роботі. (Твір науково-практичного характеру). Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір № 47233 від 15.01.2013. 3 с.
- [14] Frid, Nikolina & Jovic, Alan. (2025). Modeliranje programske potpore UML dijagramima. DOI: 10.20532/uml.fj.2025.1.
- [15] Information Systems for Vehicles Technical Condition Monitoring / Volodymyr Volkov, Igor Gritsuk, Igor Taran, Tetiana Volkova, Volodymyr Kuzhel, Andriy Semenov & Oleksandr Voznyak // Technical University of Catalonia, Barcelona, Spain: Lecture Notes on Data Engineering and Communications Technologies, Published 2024, Volume 195, Pages 61-96. ISSN 2367-4512, E-ISSN 2367-4520. Режим доступу: <https://link.springer.com/book/10.1007/978-3-031-54012-7>. Collective monograph indexed in Scopus
- [16] Volkov, V., Volkova, T., Kuzhel, V., Kurytsya, I., Vishtak, I. (2025). Intelligent Manufacturing Systems for Controlling the Technical Condition of Vehicles in the Life Cycle. In: Ivanov, V., Silva, F.J.G., Trojanowska, J., Pinto, A.M.G. (eds) *Advances in Design, Simulation and Manufacturing VIII*. DSMIE 2025. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-031-95211-1_21

Волков Володимир Петрович – д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри інжинірингу систем автомобільного транспорту ім. Говоруценка М.Я., <https://orcid.org/0000-0003-2202-3441>, e-mail: volf-949@ukr.net

Кривошапов Сергій Іванович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри інжинірингу систем автомобільного транспорту ім. Говорущенка М.Я., <https://orcid.org/0000-0003-4605-6790>, e-mail: tesa@khadi.kharkov.ua

Волкова Тетяна Вікторівна – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри транспортних технологій, <https://orcid.org/0000-0001-8546-4119>, e-mail: wolf949@ukr.net

Верхломчук Віталій Валерійович – аспірант кафедри інжинірингу систем автомобільного транспорту ім. Говорущенка М.Я., <https://orcid.org/0009-0003-7725-5271>, e-mail: verhломchuk14@gmail.com

Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків

Кужель Володимир Петрович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри автомобілів та транспортного менеджменту, <https://orcid.org/0000-0001-5646-0274>, e-mail: kuzhel2017@gmail.com, kuzhel_v@vntu.edu.ua

Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця

V. Volkov¹
S. Kryvoshepov¹
T. Volkova¹
V. Kuzhel²
V. Verkhломchuk¹

Improvement of control technology and management of the technical condition of municipal transport vehicles in the conditions of intellectual transport systems

¹Kharkiv National Automobile and Highway University

²Vinnitsia National Technical University

The purpose of the study is to improve the basics of the functioning of the automated system for monitoring and managing the technical condition of urban passenger road transport (UPRT) in the context of the formation of intelligent transport systems (ITS). One of the main global directions for improving the system of technical monitoring and management of UPRT is the use of intelligent transport systems (ITS) - systems where control, monitoring and communication means are integrated into the automobile transport (AT) and transport infrastructure facilities, and decision-making is based on information received in real time from various sources. Analysis of the existing model of vehicles technical operation in Ukraine showed that the existing model of monitoring and managing the technical condition of vehicles is formed on the basis of a simplified system of operation of the transport infrastructure and it no longer meets the current requirements. The virtual ATE "KhNADU - TESA" has been developed, designed to solve the production tasks of UPRT. The solution optimizes the operation of the rolling stock (RS) fleet and provides comprehensive monitoring and management for the life cycle of RS during its operational stage. A model of a virtual mechanic of the technical control department of the technical service is proposed based on the telepathic system of the municipal transport operation process; based on the model of a virtual mechanic of the technical control department, the possibility of visualizing the operation of the technical control system and management of municipal transport activities in real time is implemented by forming an accessible information complex of the city's transport system. For this purpose, the methodology of an object-oriented approach to support in the conditions of ITS formation is used. The proposed methodology for modeling the technical control and management system contains the following blocks: correction of initial information; calculation of operating efficiency parameters; optimization of the parameters of the technical service of the automobile transport enterprise (ATE).

Keywords: vehicle, urban passenger transport, rolling stock, technical control, technical operation of vehicles, maintenance and repair system, strategy and tactics, technical service, intelligent information systems, object-oriented approach, mathematical model.

Volkov Volodymyr – Dr. Sc. (Eng.), Professor, Head of the Department of Automotive Transport Systems Engineering named after M.Ya. Govorushchenko, <https://orcid.org/0000-0003-2202-3441>, e-mail: volf-949@ukr.net

Serhii Kryvoshepov – Cand. Sc. (Eng.), Associate Professor, Associate Professor at the Department of Automotive Transport Systems Engineering named after M.Ya. Govorushchenko, <https://orcid.org/0000-0003-4605-6790>, e-mail: tesa@khadi.kharkov.ua

Volkova Tetiana – Cand. Sc. (Eng.), Associate Professor, Associate Professor at the Department of Transport Technologies, <https://orcid.org/0000-0001-8546-4119>, e-mail: wolf949@ukr.net

Kuzhel Volodymyr – Cand. Sc. (Eng.), Associate Professor, Associate Professor at the Department of Automobiles and Transport Management, <https://orcid.org/0000-0001-5646-0274>, e-mail: kuzhel2017@gmail.com, kuzhel_v@vntu.edu.ua

Verkhломchuk Vitaliy – Ph. D. Student of Department of Automotive Transport Systems Engineering named after M.Ya. Govorushchenko, <https://orcid.org/0009-0003-7725-5271>, e-mail: verhломchuk14@gmail.com

В. С. Дорошенко¹
О. В. Хоменко²
О. Б. Янченко³

РОЗРОБКА МЕТОДУ ЛИТТЯ МЕТАЛО-ПІЩАНИХ КОМПОЗИТІВ ЗА ПОЛІМЕРНИМИ МОДЕЛЯМИ В КОНТЕКСТІ СУЧАСНОЇ СИСТЕМАТИЗАЦІЇ КОМПОЗИЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ

¹Фізико-технологічний інститут металів та сплавів НАН України

²Вінницький національний технічний університет

³ТОВ «ЗГАР»

В умовах динамічного розвитку композиційних матеріалів (КМ) критично необхідною є їхня наукова систематизація, оскільки традиційні класифікаційні підходи недостатні для ефективного прогнозування експлуатаційних властивостей при проектуванні таких матеріалів. У першій частині роботи представлена багатофакторна, багаторівнева схема систематизації КМ. Ця блок-схема відображає взаємозв'язок технологічних, структурних та функціональних аспектів створення матеріалу, що слугує методологічним підґрунтям для позиціонування об'єктів дослідження в межах сучасної системи матеріалознавства. На основі систематизації розроблено спосіб лиття метало-піщаних композиційних матеріалів (ЛКМ) із застосуванням ЛГМ-процесу (лиття за моделями, що газифікуються). Мета полягала у подоланні обмежень ЛГМ-процесу при отриманні конструкційних КМ із замкненими, неметалевими, заповненими комірками, та зниженні собівартості виробництва шляхом оптимізації стрижневого оснащення. Сутність інновації – принципово нове використання полімерної моделі як комбінованої формувальної та стрижневої оснастки (носія). Модель використовується для формування піщаних стрижнів з піщано-рідкоскляної суміші (СО₂-процес), які утримуються в ливарній формі та залишаються в тілі ЛКМ. Це усуває необхідність у дорогішої традиційній стрижневій оснастці, підвищуючи економічну ефективність процесу. Розроблений спосіб використовує тонкостінні полімерні оболонки, виготовлені з ППС, 3D-друком із PLA або термоформуванням. Використано ту особливість, що для друкованих моделей можливе регулювання газотвірності за рахунок зміни товщини стінок та використання інтегрованого піщаного стрижня як внутрішньої розпірки.

Отриманий метало-піщаний композит (стрижні з густиною 1,6...2,0 г/см³ в матриці з густиною >7,0 г/см³) має істотне зменшення маси виробу без втрати міцності. Прискорена кристалізація металу через зменшення товщини стінок сприяє формуванню дрібнозернистої структури високої міцності. Армвання надає вилітку додаткових функціональних властивостей, зокрема підвищення опору імпульсному проникаючому руйнуванню, що є критичним для бронеперешкод і захисних споруд. Спосіб технологічно гнучкий, дозволяючи отримувати як метало-піщаний КМ, так і каркасно-комірчастий цільнометалевий виріб. Технологія спроектована для розробки легковагих модулів швидкісного будівництва захисних споруд.

Ключові слова: композиційні матеріали, систематизація, лиття за моделями, що газифікуються (ЛГМ-процес), метало-піщаний композит, стрижнева оснастка, 3D-друк, каркасно-комірчаста структура, зменшення маси, захисні споруди

Вступ

Композиційні матеріали (КМ) відіграють ключову роль у розвитку сучасних високотехнологічних галузей, зокрема машинобудування, авіації, енергетики та спеціальної техніки. Їхня зростаюча цінність зумовлена унікальною здатністю зберігати високі міцні, жорсткі та експлуатаційні характеристики, навіть в екстремальних умовах, включаючи високі температури, агресивні середовища та значні механічні навантаження [1-3]. За своєю суттю, КМ являють собою об'ємне поєднання не менше двох різнорідних за хімічним складом фаз, розділених вираженою межею. Саме це синергетичне поєднання компонентів дозволяє матеріалу набувати таких експлуатаційних властивостей, які не притаманні жодній із фаз окремо, як у якісному, так і в кількісному вимірах.

Основними елементами КМ є матриця і наповнювач. Варіювання їхнього хімічного складу, співвідношення, орієнтації та дисперсності забезпечує надзвичайно широкий спектр різноманітних композитів. Така структурна варіативність є підґрунтям для подальшого вдосконалення та створення принципово нових матеріалів і процесів їх виготовлення. Ця особливість дозволяє заздалегідь проектувати фізико-механічні властивості КМ (відтак їх відносять до категорії design materials),

оптимізуючи виробу під конкретні умови експлуатації та розширюючи сфери їхнього застосування. Типовими представниками КМ є волокноармовані полімери, керамічні та вуглецеві матеріали, а також дисперсно-зміцнені сплави та псевдосплави. Зважаючи на безперервне зростання різноманіття КМ та їхній міждисциплінарний характер, нагальною потребою стає їхня адекватна наукова систематизація. Традиційні класифікаційні підходи, які здебільшого базуються на типі матриці (металеві, полімерні, керамічні), є недостатніми, оскільки вони ігнорують ключові структурні, технологічні та функціональні фактори, які визначають кінцеві експлуатаційні характеристики матеріалу. Для ефективного прогнозування властивостей, цілеспрямованого пошуку оптимальних рішень та організації інженерних задач необхідна чітко структурована, комплексна та багатофакторна система.

Метою роботи є представлення такої багатофакторної схеми систематизації та демонстрація її практичного застосування на прикладі розробки нового ливарного процесу для метало-піщаного композиту.

Розробка принципів систематизації композиційних матеріалів

На виконання поставленої задачі, була розроблена багатофакторна схема систематизації КМ (рис. 1). Вона ґрунтується на детальному аналізі сучасних та класичних літературних джерел [1-4], а також використовує два взаємопов'язані принципи – технологічний та матеріалознавчий, які були застосовані в аналогічній, але менш розгалуженій схемі [5]. Головною відмінністю розробленої системи є принцип її багаторівневості та охоплення одинадцяти критичних параметрів, кожен з яких відображає фундаментальний аспект створення та функціонування КМ. Ця схема є не просто статичним набором категорій; вона функціонує як логічна блок-схема, де вибір компонента, структури чи методу виготовлення на одному рівні систематизації має прямий детермінуючий вплив на наступні складові рівні. Такий підхід забезпечує системний пошук та проектування композитів з цільовими експлуатаційними властивостями.

Систематизація розпочинається з базових параметрів, що визначають основу матеріалу. Першим є критерій за природою матриці, який задає температурний, хімічний та електрофізичний діапазон експлуатації, розрізняючи полімерні, металеві, керамічні неорганічні та рідкокристалічні матеріали, в тому числі виокремлюючи вид терморективних, термопластичних та гібридних матриць. Наступним є критерій за природою наповнювача, який виділяє мінеральні, вуглецеві, металеві та органічні компоненти, що несуть передусім функцію зміцнення.

Далі схема переходить до архітектурних та структурних ознак. Критерій за розташуванням компонентів визначає ступінь анізотропії, тобто залежності властивостей від напрямку, розділяючи ізотропні, анізотропні та ортотропні композити. Тут же деталізується тип укладання: косокутне, в'ялове. Четверта ознака – за кількістю компонентів – відображає складність, виділяючи гібридні (поляризовані) та поліматричні системи. Технологічна складова описується критерієм за методом отримання, який є ключовим для промисловості, розрізняючи рідкофазні, твердофазні та комбіновані процеси, включаючи специфічні методи осадження/напилення, а також серед ряду традиційних методів спрямовану кристалізацію та ущільнення вибухом. Ґрунтовне значення має систематизація за структурою композиту, яка поділяє матеріали на каркасні, матричні, шаруваті та комбіновані, прямо впливаючи на механіку руйнування. Критерій за геометрією наповнювача відділяє порошкові/гранульовані від шаруватих та волокнистих, причому останні поділяються на безперервні та дискретні. Кількісну сторону описує критерій за об'ємним вмістом наповнювача, де окрім орієнтованих/неорієнтованих, виділяються високо-гранично наповнені матеріали.

Завершальні критерії стосуються найсучасніших аспектів матеріалознавства. Критерій за функціональністю розрізняє однофункціональні (конструкційні) та багатофункціональні («інтелектуальні») КМ, здатні до адаптації. Критерій за схемою армування деталізує просторове розташування наповнювачів, поділяючи їх на нуль-вимірні (зернисті), нуль- та одновимірні, а також одно-, двовимірні та просторові (тривимірні). І, нарешті, одинадцятий критерій – за розміром частинок наповнювача – вводить шкалу дисперсності: макро-, мікро- аж до нанонаповнених, включаючи гібридні та мікрогібридні види, що є вирішальним для матеріалів, які можуть демонструвати квантові ефекти.

Технологічна ознака (метод отримання) в роботі [5] вважається найбільш універсальною, оскільки технологічний процес безпосередньо визначає початкові властивості, структуру, вартість та кінцеве призначення КМ. Саме тому, в контексті представленої систематизації, ми конкретизуємо тему нашого дослідження – розробку одного із способів лиття метало-піщаних композитів за моделями, що газифікуються (ЛГМ-процес).

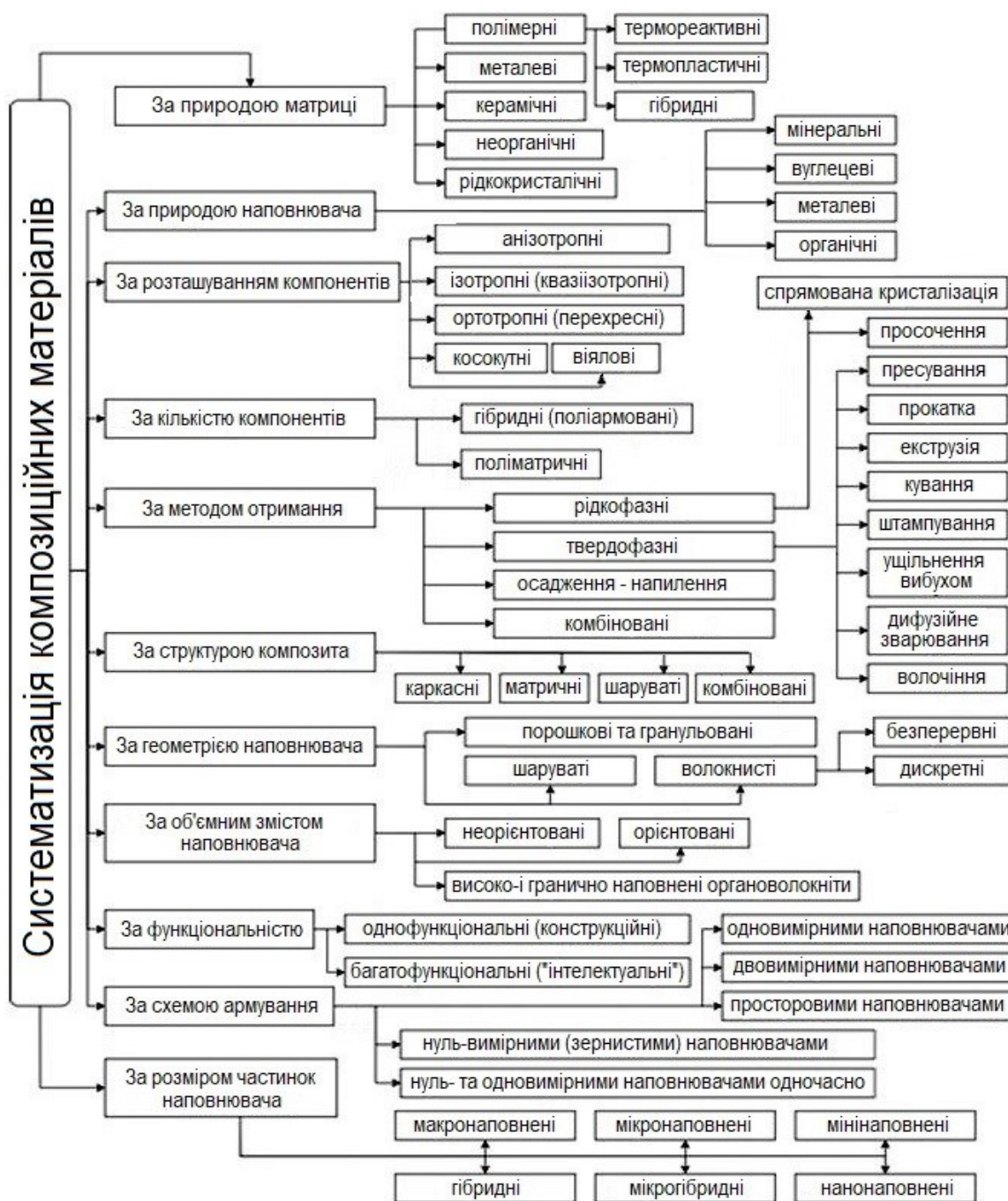


Рис. 1. Схема систематизації композиційних матеріалів

Згідно зі схемою (рис. 1), даний спосіб відноситься до технологічного розділу методів отримання литих композиційних матеріалів (ЛКМ), які, як відомо з публікацій [5-9], виготовляються двома головними шляхами: сполученням твердої фази з рідкою, або рідкофазним сполученням різних компонентів між собою. При цьому хімічна сумісність компонентів є важливою умовою для забезпечення стабільності композиту при експлуатаційних навантаженнях [5]. Об'єкт нашого дослідження є функціональним КМ з металевою матрицею, отриманою рідкофазним методом, та з мінеральним (неметалевим) дисперсним наповнювачем. Таким чином, представлена схема слугує методологічним підґрунтям для наукового позиціонування об'єкта дослідження – розробки способу ЛГМ метало-піщаних композитів – опису якого присвячено наступний розділ.

Розробка способу лиття метало-піщаних композитів за моделями, що газифікуються

ЛГМ-процес, на потенціальних можливостях якого ґрунтується розроблений нами спосіб виготовлення ЛКМ, є однією із найбільш перспективних та ресурсоефективних технологій [10-12]. Цей метод дозволяє отримувати металеві виливки складної форми з високою точністю та, що є важливим для нашого дослідження, інтегрувати в їх стінки наповнювачі, тим самим створюючи композитні

виливки з нерідко унікальними властивостями [12]. Це стає можливим завдяки використанню полімерної моделі (як правило, з пінополістиролу, ППС) як носія наповнювача чи арматури, що забезпечує їхнє точне позиціонування в литій матриці після заміщення металом моделі при заливанні ним піщаної форми з такою моделлю.

Аналіз технологічних обмежень та існуючих аналогів показує, що дослідження КМ на основі залізвуглецевих сплавів (сталі та чавуну) із застосуванням ЛГМ-процесу є епізодичними [12]. Розглядаючи ширше коло аналогів, варто зазначити, що з теплофізичної точки зору піщаний наповнювач ЛКМ, розташований всередині вилівка, можна розглядати як елемент піщаної форми. Він виконує роль, подібну до внутрішнього холодильника або стінки піщаної форми при традиційному литті, сприяючи інтенсифікації тепловідводу. Так, відомий спосіб лиття вилівок із чавуну з кулястим графітом у вакуумованих піщаних формах (подібних до ЛГМ), в якому аргументовано корисність обмеження товщини стінок до 16 мм [13]. Це класичний метод, в якому інтенсифікація тепловідводу за рахунок зменшення стінки вилівка сприяє формуванню дрібнозернистої структури металу, що підвищує його міцність [14]. Проте, у більшості випадків товщина стінок литих деталей перевищує оптимальні значення, а застосування існуючих технологій, як-от виготовлення методом ЛГМ литого матеріалу стільникової структури з кризними порами [15], не дає змоги створити закриті комірочки, заповнені неметалом. Саме такі закриті комірочки дозволяють зменшити масу металоконструкції без втрати її зовнішньої цілісності, що є ключовою перевагою такої каркасно-комірчастої структури КМ. Крім того, для формування таких закритих комірок ЛКМ методом ЛГМ, наповнювач повинен бути попередньо сформований у вигляді стрижнів із піщаної суміші зі зв'язувальним компонентом. При цьому традиційне виготовлення стрижнів у стрижневих ящиках є витратним через необхідність виготовлення, зберігання та обслуговування цієї дорогої формувальної оснастки [16].

На основі проведеного аналізу конструкції каркасно-комірчастих вилівок [15, 17], мета нашої розробки полягала у створенні технології, що дозволяє зменшити витрати на оснащення, використовуючи формування елементів (стрижнів) наповнювача, зокрема за CO₂-процесом, описаним у роботах [16, 18], скоротити обсяг ручної праці та отримати метало-піщаний ЛКМ із закритою комірчастою структурою.

Сутність розробленого способу лиття метало-піщаного ЛКМ на основі ЛГМ-процесу полягає у використанні ливарної полімерної моделі не лише як традиційного засобу формоутворення вилівка, а водночас як стрижневої оснастки для формування піщаних стрижнів. Далі в технології лиття така модель також слугує засобом утримання, або носієм, цих стрижнів в робочій порожнині ливарної форми, де вони частково чи повністю обливаються розплавом металу. Таким чином, полімерна модель стає комбінованою формоутворюючою та стрижневою оснасткою, в якій спочатку формують піщані стрижні, а потім її газифікують під час ЛГМ-процесу. Це конструктивне та технологічне рішення повністю усуває необхідність у традиційній стрижневій оснастці (зазвичай дерев'яній чи металевій), що значно підвищує економічну та виробничу ефективність технології. Для прикладу проектування способу модель каркасно-комірчастого матеріалу виконується у вигляді двох тонкостінних оболонок (половинок). Вони можуть бути виготовлені з ППС, за допомогою 3D-друку (з PLA), наприклад, як описано в способі [19], або термоформуванням. Формування піщаних стрижнів проходить шляхом заповнення порожнин моделі піщаною сумішшю зі зв'язувальним компонентом, використовуючи модель як стрижневу оснастку. Такі ливарні полімерні моделі у вигляді двох половинок-оболонок виготовляли методом вирізання їх з блочного ППС, а піщано-рідкоскляну суміш за CO₂-процесом, як поширену у ливарних цехах та недорогу за собівартістю, використали для виготовлення стрижнів. Варіанти способу ілюструє рис. 2. На рис. 2 а показано фрагмент полімерної моделі (у перерізі), що складається з: двох оболонок 1 (верхньої та нижньої), піщаного стрижня 2, що опирається на дві вставки 3 з ППС (розташовані знизу та зверху), фіксуючих елементів – гвіздків 4, отвору 5, повітряного простору 6. На рис. 2 б показано у перерізі фрагмент отриманого вилівка 7 (відповідає фрагменту моделі), у якому стрижень 2 залишився невивбитим [20].

Деталізація технологічного процесу лиття метало-піщаного ЛКМ розглянемо на прикладі двох варіантів реалізації. У першому варіанті реалізації модель з ППС для зразка ЛКМ представляла собою «контейнер», в комірочки нижньої половинки якого поміщали дозовані кількості пластичної стрижневої піщано-рідкоскляної суміші (із 5% рідкого натрієвого скла). Цю суміш ущільнювали і формували шляхом притискання при накриванні верхньою половинкою моделі. Після формування стрижнів у половинках моделі стрижневу суміш по щілинах їх стику продували вуглекислим газом CO₂, взаємодія рідкого скла з яким призводила до тужавлення та тверднення суміші. У випадку використання половинок моделі з ППС достатньої товщини (5...10 мм) вставки-розпірки 3 з ППС можна не застосовувати. Перед тужавленням стрижнів їх додатково фіксували в стінках моделі за допомогою

тонких гвіздків 4. Зібрану модель зі стрижнями по периметру покривали стрічкою типу «скотч». В обох варіантах застосовували типове для ЛГМ протипригарне покриття зовнішньої поверхні моделі, яке ретельно висушували.

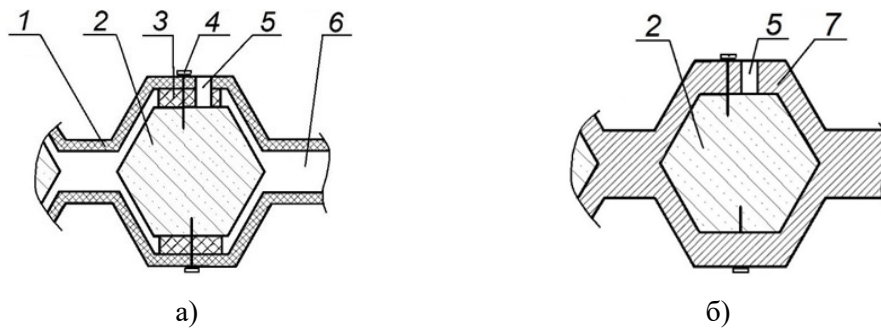


Рис. 2. Фрагменти моделі (а) та відповідної частини виливка (б): 1 – полімерна оболонка (верхня); 2 – стрижень; 3 – вставка з ППС; 4 – гвіздки; 5 – отвір; 6 – вільний простір; 7 – виливок

В процесі виготовлення піщаної форми та лиття металу при ЛГМ піщані стрижні 2 функціонують як внутрішні розпірки, утримуючи тіло моделі, зібране з двох половинок. Перед розміщенням моделі в піщаній формі в одній з оболонок 1 та вставках 3 висвердлювали канали 5 навпроти стрижнів 2 для забезпечення виходу газів із стрижнів під час обливання та нагрівання їх металом. Ці канали під час формування моделі у сухому піску з віброущільненням у контейнерній опоці заповнювались піском, що контактував зі стрижнями 2. Це дозволяло газам виходити у вакуумований пісок, при цьому вакуум частково проникав у пори стрижнів та сприяв видаленню з них газів, запобігаючи попаданню продуктів газифікації у метал виливка. Подальші операції виготовлення виливків не відрізнялись від типових операцій для ЛГМ-процесу. Товщина стінок отриманого литого матеріалу навколо стрижнів відповідає товщині стінок тих ділянок моделі, що охоплювали стрижні, а на ділянках між стрижнями дорівнює сумі товщин двох половинок моделі у стику. На виливкові 7 (рис. 2 б) канал 5, що раніше був заповнений піском, також утворювався після висипання піску.

Другий варіант реалізації способу передбачав виготовлення полімерних оболонок 1 моделі за допомогою 3D-друку з матеріалу PLA. Оскільки друкований полімер має більшу питому вагу та газотвірність, ніж звичайний для ЛГМ-процесу ППС, виникла необхідність у зменшенні об'ємної ваги всієї моделі. Це завдання вирішували шляхом зменшення товщини стінок оболонки 1, а також регулюванням об'єму вільного простору 6 за рахунок вибору товщини вставок 3. Цей принцип регулювання газотвірності моделі при термодеструкції шляхом зменшення її загальної маси за рахунок «наповнення повітрям» стінок є новою особливістю цього способу ЛГМ для друківаних чи комбінованих моделей, що відкриває широкі можливості для використання 3D-друку. При цьому піщаний стрижень 2 разом із вставками 3 функціонує як ефективна розпірка.

У цьому варіанті модель із двох полімерних тонкостінних оболонок 1 (Рис. 2, а) збирали аналогічно процесу, описаному вище, включно з виготовленням стрижнів 2. Після фарбування та сушіння покриття виконували канали 5, формували модель у піску та заливали металом отриману форму аналогічно першому прикладу, отримавши в обох випадках виливок 7 зі стрижнями 2. Перевагою розробленого підходу є те, що при цьому друкуються лише дві оболонки моделі, тоді як відомі аналоги моделей комірчастих литих виробів містять значно більшу кількість деталей для подальшого збирання [15, 17, 20]. Крім того, ЛГМ-процес для комірчастих литих виробів за друківаними моделями ще не розроблено, оскільки друкування ливарних піномоделей знаходиться лише на експериментальному рівні, що підтверджує новизну запропонованого підходу. Водночас, сучасні, навіть бюджетні (настільні), 3D-принтери дозволяють друкувати оболонки товщиною від 0,1 мм та вище для полімерних моделей з наступним отриманням будь-яких конкретних структур литого металевого каркасно-комірчастого матеріалу. Це дає змогу гнучкого варіювання товщини стінки оболонкової моделі для забезпечення необхідних розмірів, конструкції та умов експлуатації кінцевого ЛКМ. Як альтернативний, проте високопродуктивний метод, для виготовлення оболонок описано поширений спосіб термоформування виробів із термопластичного полімерного листа, наприклад, товщиною 0,2...2,0 мм [20]. Цей процес включає нагрівання листа до температури в інтервалі 85...170 °С (залежно від типу полімеру) з подальшим формуванням у прес-формі під дією вакууму або тиску. Термоформування вигідне для виготовлення моделей серійних виробів з КМ, оскільки за цим методом масово виготовляють лотки для яєць, блістери для цукерок, ложементи для фіксацій виробів в упаковці та касети для багатоосередкових вкладок. Технологічна особливість, властива ЛГМ-процесу, – вакуумування піску ливарної форми – призводить до того, що при нагріванні розплавом металу

оболонки моделі міцно присмоктуються до поверхні піску, що оформлює обриси робочої порожнини форми, і газифікуються в контакт з ним. За потреби, для більш надійного фіксування крупних стрижнів, гвіздки 4 можна висунути на 2...3 мм з поверхні моделі, щоб вони заглиблювались у пісок форми. На виливку виступи гвіздків легко видаляються механічним способом. Також для збільшення жорсткості крупних моделей можливе застосування в просторі 6 додаткових вставок з легкого ППС, аналогічних вставкам 3. Отриманий металевий каркасно-комірчастий виріб (як варіант ЛКМ) у своїх комірках містив піщані стрижні, які механічно затиснуті металом завдяки його усадці, властивій для процесу охолодження.

У розробленому способі виготовлення ЛКМ вибівання стрижнів з виливків не виконується. Для формування стрижнів можуть вибиратись піщані суміші, яким властиве додаткове зміцнення шляхом спікання [21], а також створення з металом хімічного зв'язку [22]. Отриманий метало-піщаний композит демонструє особливі функціональні властивості. Наприклад, за цим принципом у ФТІМС НАН України розроблено конструкції литих легковагих металевих модулів для швидкісної побудови захисних споруд різної конфігурації, призначених для збереження об'єктів критичної інфраструктури, ЗСУ, промисловості та захисту цивільного населення [23, 24]. Крім того, для виготовлення протирадіаційних укриттів доцільно взяти за аналог спосіб виготовлення литого контейнера з високоміцного чавуну для захоронення та транспортування радіоактивних відходів, корпус якого містить влиті стрижневі вставки з кам'яного металургійного матеріалу з густиною 3,40 г/см³, які практично не зменшують (порівняно з чавуном) рівень біологічного захисту від радіоактивних відходів [20, 25]. Водночас, підкреслимо технологічну гнучкість розробленого методу. Доступні варіанти повного або часткового вибівання всіх чи частини стрижнів, для яких можливо використання легковибивальних стрижневих сумішей разом з передбаченими конструкцією моделі отворами у литому металі. У цьому випадку матеріал без стрижнів вже не є КМ, а стає каркасно-комірчастим цільнометалевим виробом. Реалізація описаного способу розширює застосування ЛГМ-процесу завдяки значному зменшенню витрат під час виготовленні стрижнів (через відмову від дорогої стрижневої оснастки), а також скороченню обсягу ручної праці під час виготовленні моделей із комірками методами 3D-друку та термоформування. Основні переваги способу включають можливість зменшення маси металовиробів без втрати несучої здатності. Це досягається завдяки тому, що піщані стрижні з низькою густиною (1,6...2,0 г/см³) інтегруються в металеву матрицю, наприклад, із залізовуглецевих сплавів із густиною понад 7,0 г/см³, що дозволяє значно зменшити масу КМ із закритими порами при збереженні його структурної цілісності та механічної міцності. Крім того, збільшення питомої поверхні стінок виливка і зменшення їх товщини (аналогічно роботам [13, 14]) прискорює затвердіння металу з формуванням дрібнозернистої структури високої міцності. Також армування металевих елементів неметалевими елементами, що спікаються і зміцнюються при нагріванні металом, дозволить надати виробу додаткових функціональних властивостей, зокрема підвищення опору проникненню. Це проявляється як збільшення протидії можливому імпульсному проникаючому руйнуванню за рахунок зміни механічних характеристик матеріалу у напрямку дії силового вектора руйнування, що є критично важливим для бронеперешкод.

Висновки

Таким чином, розроблений спосіб виливання як метало-піщаного композиту, так і каркасно-комірчастого матеріалу забезпечує ресурсоефективне виробництво, зменшення маси виробів практично без втрати міцності, а також можливість інтеграції додаткових функціональних властивостей. Розроблена технологія придатна для широкого застосування в галузях, де важливі оптимізація масогабаритних характеристик, структурна міцність та економічність лиття. Представлена схема систематизації КМ дозволила здійснити наукове позиціонування розробки у межах сучасної системи матеріалознавства.

Дослідження виконано згідно з договором 226 (166/24) від 22.02.2024 про наукове співробітництво між ФТІМС НАН України та ВНТУ.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] W. D. Callister and D. G. Rethwisch, *Materials Science and Engineering: An Introduction*, 9th ed. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons, 2014.
- [2] D. Hull and T. W. Clyne, *An Introduction to Composite Materials*, 2nd ed. Cambridge: Cambridge University Press, 1996.
- [3] ASM International, *ASM Handbook. Volume 21: Composites*. Materials Park, OH: ASM International, 2001.
- [4] O. P. Cheiliakh and Ya. O. Cheiliakh, "Implementation of Physical effects in the Operation of Smart Materials to Form Their Properties," *Progress in Physics of Metals*, vol. 21, no. 3, pp. 363 – 463, 2020.

- [5] Altenbach, H., J. Altenbach, K. Naumenko: *Ebene Flächentragwerke – Grundlagen der Modellierung und Berechnung von Scheiben und Platten*. Springer Vieweg, Berlin, Heidelberg, New York, 2. Aufl., 2016.
- [6] Olena Dana, An Analysis of the Features of Cast Composite Materials Based on Light Alloys Reinforced by Particles. *Journal of Casting Materials Engineering* 2022/6/1.
- [7] D. B. Miracle, "Metal matrix composites – From science to technological significance," *Composites Science and Technology*, vol. 65, pp. 2526–2540, 2005. <https://doi.org/10.1016/j.compscitech.2005.05.02>.
- [8] A. Mortensen and J. Llorca, "Metal Matrix Composites," *Annual Review of Materials Research*, vol. 40, pp. 243–270, 2010. <https://doi.org/10.1146/annurev-matsci-070909-104511>
- [9] P. Garg, A. Jamwal, D. Kumar, K. K. Sadasivuni, C. M. Hussain, and P. Gupta, "Advance research progresses in aluminium matrix composites: manufacturing & applications," *Journal of Materials Research and Technology*, vol. 8, no. 5, pp. 4924–4939, 2019. <https://doi.org/10.1016/j.jmrt.2019.06.028>.
- [10] W. Jiang and Z. Fan, "Novel technologies for the lost foam casting process," *Frontiers of Mechanical Engineering*, vol. 13, no. 1, pp. 37–47. 2018.
- [11] K. A. Guler, A. Kisasoz and A. Karaaslan, "A novel method for Al/SiC composite fabrication: Lost foam casting," *International Journal of Materials Research*, vol. 3, pp. 304–308. 2011.
- [12] П. Б. Калюжний, В. А. Слюсарев та Д. О. Калашник, "Армування виливків за технологією лиття за моделями, що газифікуються," *Металознавство та обробка металів*, № 4, с. 48 – 53. 2017.
- [13] В. С. Дорошенко та В. О. Шинський, "Виливок з чавуну з кулястим графітом," Патент України, МПК В22 D7/00, В22 D23/00. № 126031, 11.06.2018.
- [14] А. Н. Цибрик, М. И. Аверченков та В. А. Цибрик, *Osnovy strukturno-geometricheskogo uprochneniya detaley* Київ: Наукова думка, 1979.
- [15] О. Й. Шинський та В. С. Дорошенко, «Литий матеріал стільникової структури з крізними порами», Патент України, МПК В22С 7/02, В22С 9/04. № 96915, 26.12.2011.
- [16] Р. В. Лютий, І. М. Гурія, *Формувальні матеріали: підручник для студ. спец. 136 «Металургія»*. Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020.
- [17] О. Й. Шинський та В. С. Дорошенко, "Просторовий металевий виливок," Патент України, МПК В22D 7/00, В22D 23/00, В22D 25/00. № 90494, 11.05.2010.
- [18] В. П. Лихошва, П. М. Каричковський, О. А. Пелікан та ін., "Спосіб одержання зносостійких біметалевих плоских виливків," Патент України, МПК В21С 5/00, В21D 19/00. № 128924 U, 10.10.2018.
- [19] Патент 157522, Україна, "Спосіб лиття металу за 3D-друкованими моделями, що газифікуються у вакуумованих формах з сипкого піску," Опубл. 30.10.2024.
- [20] В. С. Дорошенко, Виготовлення метало-піщаного композиту методом лиття за моделями, що газифікуються, *Нові матеріали і технології в машинобудуванні – 2025: XVII МНТ конференція*. Київ, Україна: 25...26.09.2025, с. 211 – 219.
- [21] І. А. Шалевська, В. С. Дорошенко та М. М. Дьяченко, "Особливості вибору дисперсних неметалевих матеріалів для армування литих металокопункцій," у *Литво. Металургія. 2023: XIX МНП конференція*. Харків – Київ, Україна: 10..12.10.2023, с. 224 – 227.
- [22] М. М. Дьяченко, І. А. Шалевська, І. В. Корнієць, С. В. Гнилоскуренко та І. А. Небожак, "Дослідження формування перехідного шару в системі «метал-неметалевий наповнювач»,» на *Перспективні технології, матеріали й обладнання в ливарному виробництві: X Міжнародн. наук.-техн. конференція*. Краматорськ, 21 – 23.10.2025, с. 44 – 45.
- [23] І. А. Шалевська, В. С. Дорошенко, П. Б. Калюжний, та Ю. Г. Квасницька, "Огляд застосування металевих литих матеріалів у будівництві підземних та захисних споруд," *Метал і лиття України*, № 4, с. 54-61. 2022. <https://doi.org/10.15407/steelcast2022.04.054>
- [24] Національна академія наук України, Національна академія наук України в 2020 – 2025 роках. Основні підсумки. Київ: Академперіодика, 2025.
- [25] Д.С. Козак, В.Б. Бубликов, А.А. Шейко та ін., "Спосіб виготовлення виливка корпусу контейнера для захоронення та транспортування радіоактивних відходів," Патент України, МПК В22D 25/00, В22D 15/00, G01F 5/00. № 88741, 10.11.2009.

Дорошенко Володимир Степанович – д-р техн. наук, старший наук. співробітник, провідний науковий співробітник відділу фізико-хімії ливарних процесів, <https://orcid.org/0000-0002-0070-5663>, e-mail: doro55v@gmail.com

Фізико-технологічний інститут металів та сплавів НАН України, м. Київ

Хоменко Олександр Валерійович – студент, кафедра галузевого машинобудування, e-mail: sanek2017sto@gmail.com

Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця

Янченко Олександр Борисович – канд. техн. наук, доцент, директор, <https://orcid.org/0000-0002-3888-3772>, e-mail: 1961yab@gmail.com

ТОВ «ЗГАР», м. Вінниця

V. Doroshenko¹
O. Khomenko²
A. Yanchenko³

Development of the metal-sand composite casting method using polymer patterns in the context of modern composite materials systematization

¹Physico-technological institute of metals and alloys National academy of sciences of Ukraine

²Vinnitsia National Technical University

³ZGAR LLC

In the context of the dynamic development of Composite Materials (CMCs), their scientific systematization is critically necessary, as traditional classification approaches are insufficient for effectively predicting operational properties during the design of such materials. The first part of the work presents a multi-factor, multi-level CMC systematization scheme. This block diagram reflects the interrelation of technological, structural, and functional aspects of material creation, serving as a methodological basis for positioning research objects within the modern system of materials science. Based on the systematization, a method for casting Metal-Sand Cast Composite Materials (LCMCs) using the Lost Foam Casting (LFC) process was developed. The goal was to overcome the limitations of the LFC process in obtaining structural CMCs with closed, non-metallic, filled cells, and to reduce production cost by optimizing core tooling. The essence of the innovation is the fundamentally new use of the polymer pattern as a combined molding and core tooling (carrier). The pattern is used to form sand cores from a sand-liquid glass mixture (CO₂-process), which are held in the mold and remain in the LCMC body. This eliminates the need for expensive traditional core tooling, significantly increasing the economic efficiency of the process. The developed method utilizes thin-walled polymer shells made from Expanded Polystyrene (EPS), PLA by 3D printing, or thermoforming. The feature utilized is that for printed patterns, gas-forming capacity can be regulated by changing the wall thickness and using the integrated sand core as an internal spacer. The resulting metal-sand composite (cores with a density of 1.6...2.0 g/cm³ in a matrix with a density of >7.0 g/cm³) shows a significant reduction in the product's mass without loss of strength. Accelerated metal crystallization due to reduced wall thickness promotes the formation of a fine-grained, high-strength structure. The reinforcement provides the casting with additional functional properties, particularly increased resistance to impulsive penetrating destruction, which is critical for anti-armor obstacles and protective structures. The method is technologically flexible, allowing for the production of both metal-sand CMC and a hollow metallic cell-framework product. The technology is designed for the development of lightweight modules for the rapid construction of protective structures.

Keywords: composite materials, systematization, Lost Foam Casting (LFC), metal-sand composite, core tooling, 3D printing, cell-framework structure, mass reduction, protective structures.

Doroshenko Volodymyr – Dr. Sc. (Eng.), Leading Researcher, Leading Researcher, Department of Physics and Chemistry of Foundry Processes, <https://orcid.org/0000-0002-0070-5663>, e-mail: doro55v@gmail.com

Khomenko Oleksandr – student, Department of Industrial Mechanical Engineering, e-mail: sanek2017sto@gmail.com

Yanchenko Oleksandr – Cand. Sc. (Eng.), Associate Professor, Director, <https://orcid.org/0000-0002-3888-3772>, e-mail: 1961yab@gmail.com

А. А. Кашканов
В. В. Буряк
М. Л. Москалюк

ОПТИМІЗАЦІЯ ЛОГІСТИКИ ЗАПАСНИХ ЧАСТИН У ПЕРЕВЕЗЕННЯХ ЗЕРНОВИХ КУЛЬТУР ЯК ЧИННИК ЗНИЖЕННЯ АВАРІЙНОСТІ

Вінницький національний технічний університет

У статті досліджується значення оптимізації логістики запасних частин у забезпеченні надійності та безпеки автомобільного транспорту, що використовується для перевезення зернових культур. Перевезення зерна мають специфічні особливості, пов'язані із сезонними піками навантаження, високою інтенсивністю експлуатації автопарку та підвищеними вимогами до технічної готовності транспортних засобів. У таких умовах своєчасне постачання та раціональне управління запасними частинами стають критично важливими факторами, які безпосередньо впливають на рівень аварійності та ефективність перевізників. Проаналізовано типові відмови та несправності, що виникають у процесі перевезень зернових культур, а також їхній вплив на безпеку дорожнього руху. Обґрунтовано необхідність впровадження сучасних цифрових систем прогнозування потреби у запасних частинах, інтеграції телематичних технологій для моніторингу технічного стану автомобілів та створення гнучких ланцюгів постачання, здатних реагувати на сезонні коливання попиту. Особливу увагу приділено формуванню стратегічних резервів критичних деталей у регіонах з високою концентрацією зернових перевезень, стандартизації протоколів технічного обслуговування та підготовці персоналу до роботи в умовах інтенсивного транспортного навантаження. Запропоновано практичні рекомендації щодо оптимізації логістики запасних частин, які дозволяють скоротити час простоїв, зменшити кількість аварійних ремонтів та підвищити конкурентоспроможність транспортних компаній. Доведено, що системний підхід до управління запасами запасних частин у сфері зернових перевезень автомобільним транспортом є ключовим чинником зниження аварійності, підвищення рівня безпеки дорожнього руху та відповідності міжнародним стандартам транспортної надійності. Крім того, підкреслено стратегічну роль цифрової трансформації у сфері транспортної логістики, яка забезпечує прозорість процесів, підвищує рівень довіри між учасниками ринку та сприяє інтеграції українських перевізників у міжнародні ланцюги постачання. Впровадження інноваційних рішень у сфері управління запасними частинами розглядається як важливий елемент сталого розвитку транспортної галузі, що дозволяє мінімізувати ризики перебоїв у критичні періоди та забезпечити довгострокову конкурентоспроможність підприємств.

Ключові слова: оптимізація логістики, запасні частини, перевезення зернових культур, автомобільний транспорт, технічне обслуговування, телематика, аварійність, безпека дорожнього руху.

Вступ

Інтенсивні перевезення зернових культур у період жнив формують значні виклики для автомобільного транспорту [1]. У цей час автопарк функціонує з підвищеним навантаженням, що зумовлює прискорене зношування вузлів і агрегатів, зростання кількості технічних відмов та підвищення ризику аварійних ситуацій. Забезпечення безперебійної роботи транспортних засобів у таких умовах потребує ефективної системи управління запасними частинами, здатної оперативно реагувати на сезонні піки попиту та мінімізувати простої.

Технічна готовність автомобільного парку виступає одним із ключових чинників безпеки дорожнього руху. Недостатня забезпеченість запасними частинами або затримки у їх постачанні можуть призвести до виходу транспортних засобів з експлуатації, що знижує ефективність перевезень та водночас підвищує ймовірність аварійності. У сучасних умовах логістика запасних частин стає невід'ємною складовою системи транспортної безпеки, а її оптимізація – необхідною передумовою стабільного функціонування транспортної інфраструктури.

Актуальність проблеми забезпечення безпеки руху в умовах сезонних пікових навантажень зумовлена не лише економічними втратами від простоїв, але й соціальними наслідками, пов'язаними із збереженням життя та здоров'я учасників дорожнього руху [2]. Надійність автомобілів безпосередньо впливає на рівень аварійності, тому своєчасне технічне обслуговування та ефективна логістика запасних частин набувають стратегічного значення. Оптимізація процесів постачання та управління запасними частинами забезпечує високий рівень технічної готовності автопарку, що є ключовим чинником безпечного та результативного функціонування транспортної системи в цілому.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

На основі огляду літератури у Scopus та суміжних джерелах за останні роки можна виокремити кілька ключових напрямків наукових досліджень, що безпосередньо стосуються оптимізації логістики запасних частин у транспортних перевезеннях та її впливу на безпеку дорожнього руху (БДР):

- створення інтелектуальних моделей управління запасними частинами;
- прогнозно-орієнтоване технічне обслуговування транспортних засобів;
- оптимізація мереж постачання запасних частин;
- управління запасами з позицій сталого розвитку;
- безпека транспортних систем та аналіз аварійності;
- логістика запасних частин у сезонних перевезеннях.

Аналіз цих публікацій дозволяє систематизувати переваги та недоліки кожного з напрямків досліджень (табл. 1).

Таблиця 1

Порівняльна характеристика напрямків досліджень у сфері логістики запасних частин та технічного обслуговування автопарку

Напрямок досліджень	Переваги	Недоліки
Інтелектуальні моделі управління запасними частинами [3, 4, 5]	– інтеграція даних про технічне обслуговування, логістику та інвентаризацію; – мінімізація простоїв та оптимізація ресурсів; – висока точність прогнозування потреб	– складність математичного моделювання; – значні витрати на цифрову інфраструктуру; – обмежена адаптивність до непередбачуваних факторів
Прогнозно-орієнтоване технічне обслуговування транспортних засобів [6, 7]	– зниження кількості відмов; – оптимізація графіків обслуговування; – підвищення безпеки руху	– висока вартість впровадження IoT та аналітики; – залежність від якості даних; – потреба у спеціалізованих кадрах
Оптимізація мереж постачання запасних частин [8, 9]	– своєчасна доступність критично важливих компонентів; – зменшення витрат на логістику; – підвищення стійкості системи до сезонних навантажень	– складність багатоперіодних моделей; – залежність від зовнішніх постачальників; – необхідність інвестицій у цифровізацію
Управління запасами з позицій сталого розвитку [10, 11]	– зменшення екологічного впливу; – ефективне використання ресурсів; – відповідність міжнародним стандартам	– додаткові витрати на екологічні технології; – обмежена реалізація у нестабільних економіках; – потреба узгодження з глобальними політиками
Безпека транспортних систем та аналіз аварійності [12, 13, 14]	– встановлення зв'язку між технічною готовністю та аварійністю; – використання методів аналізу ризиків; – формування стратегій управління безпекою	– складність збору та систематизації даних; – залежність від достовірності статистики; – обмежене врахування людського фактора
Логістика запасних частин у сезонних перевезеннях [15, 16]	– мінімізація простоїв у пікові періоди; – підвищення ефективності аграрних перевезень; – зниження ризиків аварійності	– залежність від точності прогнозів; – необхідність резервних запасів; – складність координації учасників ланцюга постачання

Як видно з таблиці 1, кожен напрям має як сильні сторони, так і обмеження. Найбільш перспективним у сучасних дослідженнях визнається поєднання прогнозного технічного обслуговування з оптимізацією логістики запасних частин, що забезпечує баланс між ефективністю перевезень та зниженням аварійності.

Метою статті є обґрунтування ролі оптимізації логістики запасних частин у зниженні аварійності під час перевезень зернових культур автомобільним транспортом. У роботі розглядаються особливості функціонування системи постачання запасних частин у сфері аграрних перевезень, аналізуються типові проблеми та пропонуються практичні рекомендації щодо удосконалення логістичних процесів. Особливий акцент зроблено на використанні цифрових технологій прогнозування, телематичних систем моніторингу та стандартизації протоколів технічного обслуговування, що дозволяє підвищити рівень безпеки дорожнього руху та ефективність транспортних компаній.

Виклад основного матеріалу дослідження

Перевезення зернових культур автомобільним транспортом мають низку специфічних проблем, що безпосередньо впливають на технічний стан автопарку та рівень БДР. У період жнив інтенсивність перевезень зернових культур значно зростає, що призводить до перевантаження транспортної інфраструктури та підвищеного зношування автомобілів (табл. 2 [17]). Автопарк працює практично безперервно, скорочуючи інтервали між технічними оглядами та підвищуючи ризик відмов. Така експлуатація формує додаткові вимоги до системи постачання запасних частин, яка повинна оперативно реагувати на сезонні коливання попиту.

Таблиця 2

Інтенсивність використання автопарку у різні періоди року

Період року	Середня інтенсивність експлуатації (год/доба)	Частота технічних оглядів	Рівень відмов (%)
Жнива	18–20	Скорочена (1 раз на 5 діб)	12–15
Міжсезоння	8–10	Стандартна (1 раз на 10 діб)	4–6
Низький сезон	4–6	Подовжена (1 раз на 15 діб)	2–3

Інтенсивна експлуатація транспортних засобів у зернових перевезеннях найчастіше супроводжується проблемами з гальмівною системою, ходовою частиною, трансмісією та системами охолодження двигуна (табл. 3 [18]). Високі навантаження на підвіску та кузов зерновозів спричиняють підвищений рівень поломок, особливо на дорогах із недостатньою якістю покриття [19]. Вихід з ладу критичних систем створює пряму загрозу БДР, оскільки може призвести до втрати керованості автомобіля.

Таблиця 3

Найпоширеніші відмови у зерновозах

Система автомобіля	Частота відмов (%)	Потенційний вплив на безпеку
Гальмівна система	25	Втрата керованості, аварійність
Ходова частина	20	Погіршення стійкості, ризик ДТП
Трансмісія	15	Зупинка руху, простої
Система охолодження	18	Перегрів двигуна, аварійні зупинки
Підвіска та кузов	22	Підвищений ризик поломок на дорогах

Недостатня оперативність логістики запасних частин є ключовим чинником простоїв транспортних засобів. Затримки у постачанні деталей спричиняють накопичення несправних автомобілів, що знижує пропускну здатність автопарку та збільшує ризик використання машин у неналежному технічному стані. Це, у свою чергу, може призвести до аварійних ситуацій, особливо в умовах інтенсивного руху та сезонних піків перевезень.

Функціональна залежність рівня простоїв від часу постачання запасних частин на початковому етапі може бути описана лінійною залежністю виду

$$P = \alpha \cdot T + \beta, \quad (1)$$

де P – рівень простоїв автопарку (%), T – середній час постачання запасних частин (днів), α – коефіцієнт чутливості автопарку до затримок, β – базовий рівень простоїв у нормальних умовах.

При збільшенні часу постачання понад 5 днів рівень простоїв зростає експоненційно

$$P = P_0 \cdot e^{k(T-T_k)}, \quad T > T_k, \quad (2)$$

де P_0 – базовий рівень простоїв при нормальних умовах (наприклад, 5 %), T_k – критичний поріг часу постачання (5 діб), k – коефіцієнт експоненційного зростання (характеризує чутливість системи до затримок).

Якщо ($T \leq T_k$), рівень простоїв залишається близьким до базового (P_0). Якщо ($T > T_k$), простої починають зростати експоненційно, що відображає різке погіршення технічної готовності автопарку, тобто після перевищення порогу у 5 днів рівень простоїв зростає лавиноподібно ($T = 6$ діб, $P = 6,1\%$; $T = 10$ діб, $P = 13,6\%$; $T = 15$ діб, $P = 36,9\%$).

Поєднання високої сезонності, інтенсивного навантаження на автопарк та недостатньої ефективності системи постачання запасних частин визначає потребу у розробці та впровадженні оптимізованих логістичних рішень. Такі рішення мають бути спрямовані на:

- забезпечення технічної готовності автомобілів;
- скорочення часу простоїв;
- зниження рівня аварійності;
- підвищення ефективності та конкурентоспроможності транспортних компаній.

Систематизація проблематики перевезень зернових культур автомобільним транспортом дозволяє обґрунтувати необхідність комплексного підходу до оптимізації логістики запасних частин. Це є ключовим чинником забезпечення безпеки дорожнього руху (табл. 4 [18, 20]) та відповідності сучасним стандартам транспортної надійності [21].

Таблиця 4

Матриця ризиків: вплив затримок постачання на аварійність

Час постачання запасних частин (днів)	Рівень технічної готовності автопарку (%)	Імовірність аварійних ситуацій (%)	Коментар
1–2	95–98	<2	Оптимальний режим, аварійність мінімальна
3–5	85–90	5–8	Допустимий рівень, потребує моніторингу
6–10	70–80	10–15	Високий ризик, необхідна оптимізація логістики
>10	<65	>20	Критичний рівень, загроза безпеці руху

Для оцінки ризику аварійності залежно від стану автопарку та затримок у постачанні можна скористатися залежністю

$$R = \frac{(100 - G) \cdot A}{100}, \quad (3)$$

де R – інтегральний показник ризику, G – рівень технічної готовності автопарку (%), A – імовірність аварійних ситуацій (%).

Комплексний підхід в оптимізації логістики запасних частин у перевезеннях зернових культур автомобільним транспортом передбачає поєднання сучасних цифрових технологій, стандартизованих протоколів технічного обслуговування та гнучких моделей управління запасами.

Використання аналітичних платформ та алгоритмів прогнозування дозволяє визначати ймовірність виходу з ладу окремих вузлів автомобіля залежно від інтенсивності експлуатації та сезонних навантажень [5, 7]. Такі системи враховують історичні дані про відмови, пробіг, умови експлуатації та формують прогноз потреби у запасних частинах. Це дає змогу транспортним компаніям завчасно планувати закупівлі та уникати дефіциту критичних деталей у період пікових перевезень.

Основні фактори, що враховуються у прогнозуванні потреби у запасних частинах, їх вплив на ймовірність відмови та методи врахування подані у таблиці 5.

Фактори, що враховуються у прогнозуванні потреби у запасних частинах

Параметр	Вплив на ймовірність відмови	Метод врахування
Пробіг автомобіля	Прямий	Лінійна регресія
Інтенсивність експлуатації	Високий	Коефіцієнт навантаження
Сезонні піки	Дуже високий	Сезонні коефіцієнти
Історичні дані про відмови	Середній	Машинне навчання

Враховуючи зміст таблиці 5, узагальнена формула прогнозу ймовірності відмови вузла має вигляд

$$P_{vid} = 1 - e^{-(\alpha \cdot L + \beta \cdot I + \gamma \cdot S + \delta \cdot H)}, \quad (4)$$

де L – пробіг, I – інтенсивність експлуатації, S – сезонний коефіцієнт, H – історичні дані про відмови, $(\alpha, \beta, \gamma, \delta)$ – вагові коефіцієнти.

Телематичні системи забезпечують моніторинг технічного стану автомобілів у режимі реального часу. Вони дозволяють відстежувати параметри роботи двигуна, гальмівної системи, трансмісії та інших ключових вузлів. На основі отриманих даних можна своєчасно виявляти ознаки зношування та прогнозувати необхідність заміни деталей. Це знижує ризик аварійних відмов і сприяє підвищенню рівня безпеки дорожнього руху.

Залежність аварійності від рівня телематичного контролю має вигляд

$$A = A_0 \cdot e^{-k \cdot C}, \quad (5)$$

де A – аварійність (%), A_0 – базовий рівень аварійності без телематики, C – рівень покриття автопарку телематичними системами (%), k – коефіцієнт ефективності телематики.

Аналіз залежності (5) показує, що при охопленні понад 70 % автопарку телематичними системами аварійність знижується більше ніж удвічі.

Сезонність зернових перевезень вимагає адаптивної системи постачання запасних частин. Гнучкі ланцюги постачання передбачають використання регіональних складів, мобільних сервісних центрів та партнерських угод із постачальниками, що дозволяє скоротити час доставки деталей та мінімізувати простої. Важливим елементом є застосування моделі «just-in-time» [22], яка забезпечує постачання необхідних деталей у потрібний момент (табл. 6) без надмірного складування.

Порівняння моделей постачання запасних частин

Модель постачання	Час доставки	Рівень запасів	Ризик простоїв
Традиційна	7–10 днів	Високий	Середній
Регіональні склади	3–5 днів	Середній	Низький
Just-in-time	1–2 дні	Мінімальний	Дуже низький

Єдиний підхід до технічного обслуговування автомобільного транспорту дозволяє підвищити ефективність використання запасних частин та зменшити кількість аварійних ремонтів. Стандартизація включає розробку регламентів заміни деталей, класифікацію запасних частин за критичністю та створення системи пріоритизації їх постачання (табл. 7). Це сприяє раціональному використанню ресурсів та забезпечує стабільну технічну готовність автопарку.

Приклад класифікації запасних частин за критичністю

Категорія	Приклади деталей	Пріоритет постачання
Критичні	Гальмівні колодки, шини	Максимальний
Важливі	Система охолодження, підвіска	Високий
Другорядні	Елементи кузова, електрика	Середній

Таким чином, методологія оптимізації логістики запасних частин у перевезеннях зернових культур автомобільним транспортом базується на поєднанні цифрових технологій прогнозування, телематичних систем моніторингу, гнучких моделей постачання та стандартизованих протоколів

технічного обслуговування. Її впровадження дозволяє знизити аварійність, скоротити простої та підвищити конкурентоспроможність транспортних.

Цільова функція оптимізаційної моделі логістики запасних частин, спрямована на мінімізацію сумарних витрат, має вигляд

$$F = C_{zap} + C_{pr} + C_{av} \rightarrow \min, \quad (6)$$

де C_{zap} – витрати на утримання запасів, C_{pr} – витрати, пов'язані з простоем автопарку, C_{av} – витрати, спричинені аварійними відмовами.

При цьому слід враховувати обмеження:

1. Рівень технічної готовності автопарку повинен задовольняти умову

$$G(T, Z) \geq G_{\min}, \quad (7)$$

де G_{\min} – мінімально допустимий рівень готовності (наприклад, 85 %), Z – рівень запасів.

2. Час постачання запасних частин повинен задовольняти умову

$$T \leq T_k. \quad (8)$$

Рівень простоїв можна описати як функцію часу постачання та рівня запасів

$$P(T, Z) = P_0 \cdot e^{k \cdot (T - T_k)} \cdot \frac{1}{1 + \lambda \cdot Z}. \quad (9)$$

Аналіз залежностей (6)-(9) показує, що при збільшенні запасів (Z) рівень простоїв зменшується завдяки буферному ефекту, при затримках понад 5 діб простої зростають експоненційно, оптимальний баланс досягається при $T \leq 3$ дні та $Z = 20-30\%$ від прогнозованої потреби.

Практичні рекомендації щодо вирішення поставленого у дослідженні завдання полягають у реалізації таких кроків:

- створення стратегічних резервів критичних деталей у регіонах з високою концентрацією зернових перевезень;
- використання класифікаційних таблиць для пріоритизації запасних частин;
- впровадження системи «just-in-time» для оптимізації складування;
- підготовка персоналу та підвищення кваліфікації механіків;
- співпраця з постачальниками та сервісними центрами.

Таким чином, практичні кроки з оптимізації логістики запасних частин охоплюють як організаційні, так і технологічні аспекти.

Оптимізація логістики запасних частин у перевезеннях зернових культур автомобільним транспортом має комплексний вплив як на економічні показники діяльності транспортних компаній, так і на соціальну сферу, пов'язану з БДР.

Економічний ефект досягається за рахунок зменшення витрат на аварійні ремонти, скорочення простоїв автопарку, підвищення конкурентоспроможності та раціоналізації складських витрат.

Результати оцінювання впливу оптимізації логістики запасних частин на економічні показники подані у таблиці 8.

Таблиця 8

Вплив оптимізації логістики запасних частин на економічні показники

Показник	До оптимізації	Після оптимізації	Зміна (%)
Витрати на аварійні ремонти	100 %	70 %	-30 %
Середній час простою (год/міс)	120	80	-33 %
Коефіцієнт використання автопарку	0,75	0,90	+20 %
Складські витрати	100 %	85 %	-15 %

Соціальний ефект досягається за рахунок зниження аварійності на 15-20 %, підвищення довіри до транспортних компаній, соціальної стабільності у регіонах та відповідності міжнародним стандартам.

Таким чином, оптимізація логістики запасних частин у зернових перевезеннях автомобільним транспортом має подвійний ефект: вона одночасно забезпечує економічну вигоду для транспортних

компаній та соціальну значущість у вигляді зниження аварійності й підвищення БДР.

Висновки

Оптимізація логістики запасних частин у перевезеннях зернових культур автомобільним транспортом є ключовим чинником забезпечення безпеки дорожнього руху та підвищення ефективності транспортних компаній. Проведене дослідження показало, що сезонні піки навантаження на автопарк створюють додаткові ризики технічних відмов, які можуть призвести до аварійних ситуацій. Вчасне постачання запасних частин, використання цифрових систем прогнозування та телематичних технологій дозволяють суттєво знизити ймовірність аварійності та скоротити простой.

Запропонована методологія оптимізації включає формування стратегічних резервів критичних деталей, класифікацію запасних частин за рівнем важливості, впровадження моделі «just-in-time» та стандартизацію протоколів технічного обслуговування. Практичні рекомендації спрямовані на створення гнучких ланцюгів постачання, інтеграцію телематичних систем моніторингу та підготовку персоналу до роботи з сучасними цифровими інструментами.

Економічний ефект від впровадження таких рішень полягає у зменшенні витрат на аварійні ремонти, скороченні простоїв на 20-30%, та підвищенні конкурентоспроможності транспортних компаній. Соціальний ефект проявляється у зниженні аварійності на 15-20 %, підвищенні рівня безпеки дорожнього руху та відповідності міжнародним стандартам транспортної надійності (ISO 39001:2012).

Таким чином, оптимізація логістики запасних частин у зернових перевезеннях автомобільним транспортом є не лише інструментом підвищення ефективності роботи автопарку, але й важливим фактором соціальної стабільності та розвитку аграрних регіонів. Перспективи подальших досліджень полягають у розробці цифрових платформ для інтегрованого управління запасами, міжнародному обміні досвідом та стандартизації підходів до технічного обслуговування транспортних засобів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] Кашканов А.А., Буряк В.В. Проблемні питання організаційно-технічного розвитку перевезень зернових культур автомобільним транспортом в Україні. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті*. 2024, 1(22), С. 163-169. <https://doi.org/10.36910/automash.v1i22.1357>.
- [2] Кашканов А. А., Пальчевський О. В. Проблеми функціонування транспортних систем великих міст України в сучасних умовах. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті*. 2022, 1(18). С. 97-102. <https://doi.org/10.36910/automash.v1i18.764>.
- [3] Büyüközkan G., Çifçi G. Extending QFD with Pythagorean Fuzzy Sets for Sustainable Supply Chain Management. In: Kahraman C., Cebi S., Cevik Onar S., Oztaysi B., Tolga A., Sari I. (eds) *Intelligent and Fuzzy Techniques in Big Data Analytics and Decision Making*. INFUS 2019. *Advances in Intelligent Systems and Computing*. 2020, vol 1029. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-030-23756-1_17.
- [4] Ivanov D., Dolgui A. A digital supply chain twin for managing the disruption risks and resilience in the era of Industry 4.0. *Production Planning & Control*. 2020, 32(9), P. 775-788. <https://doi.org/10.1080/09537287.2020.1768450>.
- [5] Москалюк М.Л., Кашканов А.А. Управління запасами запасних частин у логістиці автомобільних перевезень в умовах багатфакторної невизначеності. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті*. 2025, 2(25), С. 230-238. <https://doi.org/10.36910/automash.v2i25.1931>.
- [6] Gawande P.D. Integrating AI-Driven Predictive Maintenance with Telematics: A Data-Centric Approach. *Sarcouncil Journal of Engineering and Computer Sciences*. 2025, 4(7), P. 456-462. <https://doi.org/10.5281/zenodo.15862327>.
- [7] Volkov, V., Volkova, T., Kuzhel, V., Kyrytsya, I., Vishtak, I. (2025). Intelligent Manufacturing Systems for Controlling the Technical Condition of Vehicles in the Life Cycle. In: Ivanov, V., Silva, F.J.G., Trojanowska, J., Pinto, A.M.G. (eds) *Advances in Design, Simulation and Manufacturing VIII. DSMIE 2025. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham. P. 241-254. https://doi.org/10.1007/978-3-031-95211-1_21.
- [8] Bondarenko, E., Dryuchin, D., Goncharov, A., Bulatov, S., Feklin, E. Improving the Efficiency of Vehicle Operation by Defining the Organizational and Methodological Parameters of the Spare Parts Incoming Inspection System. In: Guda, A. (eds) *Networked Control Systems for Connected and Automated Vehicles*. NN 2022. *Lecture Notes in Networks and Systems*, 2023, vol 509. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-031-11058-0_110.
- [9] Антонюк О. П. *Покращення процесу забезпечення запасними частинами рухомого складу автотранспортного підприємства*: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : 05.22.20. Житомир, 2021. 24 с. https://eztuir.ztu.edu.ua/bitstream/handle/123456789/7894/Antonyuk_O.pdf.
- [10] Zhang, S., Huang, K., & Yuan, Y. Spare Parts Inventory Management: A Literature Review. *Sustainability*. (2021), 13(5), 2460. <https://doi.org/10.3390/su13052460>.
- [11] Sy, M. Logistics Performance, Supply Chain Resilience, Integrated Information System, and Performance Metrics as Correlates of Supply Chain Performance of the Downstream Integration: A Literature Review. *Open Journal of Business and Management*. 2025, 13, 2345-2376. <https://doi.org/10.4236/ojbm.2025.134121>.
- [12] Kashkanova A. Methods for assessing the risk of accidents in the driver-vehicle-road-environment system. *The Archives of Automotive Engineering – Archiwum Motoryzacji*. 2025, vol. 109, no 3, 41-61. <https://doi.org/10.14669/AM/207102>.
- [13] Kashkanova A., Rotshtein A., Kashkanov A., Katelnikov D. Intelligent model for reliability control and safety in urban transport systems. *Informatyka, Automatyka, Pomiaru W Gospodarce I Ochronie Środowiska*. 2025, 15(4), P. 100-107. <https://doi.org/10.35784/iapgos.8276>.

- [14] Wang J, Ma S, Jiao P, Ji L, Sun X, Lu H. Analyzing the risk factors of traffic accident severity using a combination of random forest and association rules. *Applied Sciences*. 2023, 13(14), 8559. <https://doi.org/10.3390/app13148559>.
- [15] Кашканов А.А., Москалюк М.Л. Методи обґрунтування запасів запасних частин у системі управління транспортним процесом. *Вісник машинобудування та транспорту*. 2024, 1(19), С. 68-74. <https://doi.org/10.31649/2413-4503-2024-19-1-68-74>.
- [16] Touloumidis D., Madas M., Zeimpekis V., Ayfantopoulou G. Weather-Related Disruptions in Transportation and Logistics: A Systematic Literature Review and a Policy Implementation Roadmap. *Logistics*. 2025, 9(1), 32. <https://doi.org/10.3390/logistics9010032>.
- [17] Salin D. *Ukraine Grain Transportation*. U.S. Department of Agriculture, Agricultural Marketing Service. June 2024, 56 p. <http://dx.doi.org/10.9752/TS260.06-2024>.
- [18] World Bank. *Ukraine's Transport and Logistics System: Current and Prospective Opportunities and Challenges*. Washington, DC: World Bank Group. 2025, 72 p. URL: <https://documents1.worldbank.org/curated/en/099061725033525342/pdf/P502442-346a4fd3-882f-46ca-95c9-ce90c0a71619.pdf> (дата звернення: 04.03.2026).
- [19] Кашканов А. А., Кашканов В. А., Кужель В. П. *Транспортно-експлуатаційні якості автомобільних доріг та міських вулиць: навчальний посібник*. Вінниця: Вінницький національний технічний університет, 2018. 113 с. URL: https://pdf.lib.vntu.edu.ua/books/IRVC/Kashkanov_2017_113.pdf (дата звернення: 04.03.2026).
- [20] James Miller. *Spare Parts Shortages Shake Up Freight Transport Reliability*. Blog article, October 9, 2025. URL: <https://blog.gettransport.com/news/spare-parts-shortage-freight-transport/> (дата звернення: 04.03.2026).
- [21] ISO 39001:2012. *Road traffic safety (RTS) management systems – Requirements with guidance for use*. Geneva: International Organization for Standardization, 2012. 34 p. URL: <https://www.iso.org/standard/44958.html> (дата звернення: 04.03.2026).
- [22] Abele, E., Boltze M., Pfohl H.-C. *Dynamic and Seamless Integration of Production, Logistics and Traffic: Fundamentals of Interdisciplinary Decision Support*. Springer International Publishing, 2017. 207 p. <https://doi.org/10.1007/978-3-319-41097-5>.

Кашканов Андрій Альбертович – д-р техн. наук, професор, професор кафедри автомобілів та транспортного менеджменту, <https://orcid.org/0000-0003-3294-6135>, e-mail: a.kashkanov@vntu.edu.ua

Буряк Валерій Володимирович – аспірант кафедри автомобілів та транспортного менеджменту, <https://orcid.org/0009-0009-6030-4173>, e-mail: btr.vl@i.ua

Москалюк Микола Леонідович – аспірант кафедри автомобілів та транспортного менеджменту, <https://orcid.org/0009-0002-4660-8858>, e-mail: moskalyuk255@gmail.com

Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця

A. Kashkanov
V. Buriak
M. Moskaliuk

Optimisation of Spare Parts Logistics in Grain Transportation as a Factor in Reducing Accident Rates

Vinnitsia National Technical University

The article investigates the significance of optimising spare parts logistics in ensuring the reliability and safety of road vehicles used for grain transportation. Grain transport has distinctive characteristics linked to seasonal peaks, high fleet utilisation, and increased demands on technical readiness. During harvest periods, the intensity of operations rises sharply, leading to accelerated wear of critical components, frequent technical failures, and heightened accident risks. In such conditions, timely supply and rational management of spare parts become crucial factors directly influencing accident rates and the efficiency of carriers.

The study analyses typical failures and malfunctions occurring in grain transport operations, such as brake system deterioration, suspension overload, transmission faults, and cooling inefficiencies, and evaluates their impact on road safety. It substantiates the need for modern digital forecasting systems to predict spare parts demand, the integration of telematics technologies for monitoring vehicle condition, and the creation of flexible supply chains capable of responding to seasonal fluctuations in demand. Particular attention is given to the establishment of strategic reserves of critical components in regions with high concentrations of grain transport, the standardisation of maintenance protocols, and the training of personnel to operate effectively under conditions of intensive transport load.

Practical recommendations are proposed for optimising spare parts logistics, including classification of parts by criticality, adoption of "just-in-time" supply models, and the use of predictive maintenance practices. These measures enable reductions in downtime, fewer emergency repairs, and improved competitiveness of transport companies. The article demonstrates that a systematic approach to spare parts management in grain transportation is a key factor in reducing accident rates, enhancing road safety, and ensuring compliance with international standards of transport reliability.

Key words: spare parts logistics, grain transportation, road vehicles, predictive maintenance, telematics, accident reduction, road safety, supply chain optimisation.

Kashkanov Andrii – Dr. Sc. (Eng.), Professor, Professor of the Department of Automobiles and Transport Management, <https://orcid.org/0000-0003-3294-6135>, e-mail: a.kashkanov@vntu.edu.ua

Buriak Valerii – Ph. D. Student of the Department of Automobiles and Transport Management, <https://orcid.org/0009-0009-6030-4173>, e-mail: btr.vl@i.ua

Moskaliuk Mykola – Ph. D. Student of the Department of Automobiles and Transport Management, <https://orcid.org/0009-0002-4660-8858>, e-mail: moskalyuk255@gmail.com

В. А. Кашканов
С. В. Цимбал
В. В. Варчук

МЕТОДОЛОГІЧНІ ПІДХОДИ ДО ФОРМУВАННЯ ТАРИФНОЇ ПОЛІТИКИ У СФЕРІ МІСЬКОГО ПАРКУВАННЯ

Вінницький національний технічний університет

У статті досліджується формування тарифної політики у сфері платного паркування як механізму регулювання міського транспортного попиту та ефективного використання обмеженого паркувального простору. Актуальність дослідження обумовлена зростанням автомобілізації міст України, нерівномірним розвитком вулично-дорожньої мережі та перевантаженням транспортної інфраструктури, що потребує науково обґрунтованих підходів до встановлення тарифів, здатних поєднувати економічну доцільність і регуляторні функції.

У роботі проведено аналіз наукових джерел та нормативно-правових актів, які закладають механізм диференціації тарифів на платне паркування та застосування коефіцієнтів для оптимізації завантаженості паркомісць. Проаналізовано зарубіжний досвід, зокрема застосування зонального підходу, диференціації тарифів за тривалістю паркування та часом доби, а також коригувальних коефіцієнтів, що враховують попит та місцезнаходження майданчика.

Наукова новизна роботи полягає у розробці методики визначення коефіцієнта попиту на паркувальний майданчик на етапі запуску системи, коли відсутні емпіричні дані щодо завантаженості. Запропонований прогностно-аналітичний підхід передбачає оцінку транспортної активності території, функціональної привабливості зони та містобудівних обмежень за допомогою зваженої факторної моделі. Наведено підхід до розрахунку сумарного незабезпеченого попиту, добового та годинного коефіцієнтів попиту, що дозволяє прогнозувати інтенсивність використання паркомісць та обґрунтовувати величину тарифів до впровадження платної системи.

Практичне значення дослідження полягає у створенні комплексного підходу до тарифоутворення, який забезпечує економічно обґрунтовану, прозору та адаптивну політику платного паркування, сприяє підвищенню ефективності міської транспортної інфраструктури та фінансової спроможності територіальних громад. Запропонована методика може бути використана органами місцевого самоврядування при плануванні нових паркувальних систем.

Ключові слова: платне паркування, тариф на паркування, паркувальний майданчик, попит на паркування.

Постановка проблеми

Сучасний розвиток міст України характеризується зростанням рівня автомобілізації, нерівномірним розвитком вулично-дорожньої мережі та підвищеним навантаженням на транспортну інфраструктуру [1]. У цих умовах особливої актуальності набуває формування ефективної транспортної стратегії міста, важливою складовою якої є регулювання використання паркувального простору як обмеженого міського ресурсу.

Для України ця проблема набуває особливої ваги в умовах децентралізації, розширення повноважень органів місцевого самоврядування та необхідності підвищення фінансової спроможності територіальних громад. Тарифи на паркування часто встановлюються без належного методологічного обґрунтування, що знижує їхню ефективність як регуляторного механізму та обмежує можливості впливу на транспортну поведінку населення.

Постає потреба у розробленні науково обґрунтованих методологічних підходів до формування тарифної політики у сфері міського паркування, які б забезпечували баланс між економічною доцільністю, соціальною справедливістю та стратегічними цілями розвитку міської мобільності.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Аналіз сучасних підходів до формування тарифної політики у сфері міського паркування в Україні демонструє декілька ключових напрямків наукових досліджень.

У статті [2] запропоновано комплексний підхід до побудови тарифної політики паркування в українських містах, акцентуючи увагу на переході від традиційних фіксованих тарифів до динамічного ціноутворення, що враховує попит, тривалість паркування, економічні умови та інші фактори. Автори зазначають, що існуючі практики тарифоутворення в Україні переважно базуються на фіксованих ставках, що не дозволяє ефективно управляти попитом та контролювати завантаження паркувальних

майданчиків. В ній запропоновано модель, у якій тариф змінюється залежно від інтенсивності користування місцями та тривалості паркування, а також рівня купівельної спроможності у регіоні. Це дозволяє адаптувати ціни до реального попиту та стимулювати оптимальну ротацію місць. У статті проведено аналіз тарифів у містах Європи з урахуванням індексу купівельної спроможності, що показало значні відмінності від українських реалій і потребу адаптації зарубіжного досвіду під національні умови.

Стаття [3] присвячена економічному оцінюванню вартості послуг паркування в Україні з акцентом на обґрунтування тарифів шляхом визначення зональності міста та факторів впливу на ціну. Автори акцентують увагу на тому, що організаційні, нормативні та фінансові умови функціонування паркувального сектору в Україні не відповідають сучасним потребам як користувачів, так і європейським стандартам. Запропоновано враховувати рівень завантаження паркувальних майданчиків у різних зонах міста при формуванні тарифів – в центральних частинах ціна має бути вищою через більший попит та дефіцит місць, а у віддалених зонах – нижчою. Для оцінки впливу факторів на формування тарифів автори використали шкалу відносної важливості (метод Т. Сааті). Це дозволило системно визначити вагу кожного параметра при встановленні тарифів. Зональність є ключовим фактором формування тарифів – найвищі тарифи доцільні у центральних зонах, де рівень завантаження понад 60 %. Для вдосконалення моделі тарифної політики запропоновано проводити розрахунок кроку коригування тарифів на підставі кількісних показників.

Автором статті [4] здійснено комплексний аналіз правової природи та механізму справляння збору за місця для паркування транспортних засобів як складової системи місцевих податків і зборів. Досліджено нормативне регулювання порядку встановлення ставок, визначення об'єкта та бази оподаткування, а також повноваження органів місцевого самоврядування у сфері адміністрування цього збору. Виявлено проблеми правозастосування, зумовлені колізіями між податковим, земельним та муніципальним законодавством. Окрему увагу приділено аналізу судової практики щодо спорів, пов'язаних із визначенням платників та законністю рішень місцевих рад. Сформульовано пропозиції щодо вдосконалення нормативного регулювання з метою підвищення правової визначеності та ефективності адміністрування збору.

У роботі [5] досліджується підготовчий етап впровадження системи платного паркування у місті Вінниця. Вказується на необхідність диференційованого підходу до встановлення тарифів на користування майданчиками, зокрема для відведених та спеціально обладнаних паркувальних зон, з урахуванням економічних витрат, коефіцієнтів завантаженості та ролі органів місцевого самоврядування. Дослідження проведено із використанням аналізу нормативно-правових актів, статистичних даних щодо завантаженості паркувальних майданчиків та порівняльного аналізу досвіду інших українських міст. Основним результатом роботи є обґрунтування необхідності комплексного підходу до організації платного паркування, що дозволяє підвищити ефективність використання паркувальної інфраструктури та оптимізувати транспортні потоки у місті.

У світовій практиці формування тарифів на платне паркування дедалі ширше застосовується попит-орієнтований підхід, основна ідея якого полягає в коригуванні цін з метою підтримання цільового рівня зайнятості паркомісць та ефективного управління попитом. Класичним прикладом такого механізму є програма SFpark у місті Сан-Франциско, де паркові тарифи змінюються залежно від фактичної заповненості місць з ціллю досягнення рівня зайнятості 60-80 %, що дозволяє мінімізувати «кружляння» водіїв у пошуку паркомісця та оптимізувати використання дорожнього простору [6].

Відповідні моделі зазвичай включають залежність тарифу від обсягу попиту, часу доби та локації, та можуть бути представлені у вигляді алгоритмічних або регресійних структур, що враховують еластичність попиту щодо ціни та інші фактори. Подібний підхід поступово витісняє традиційні фіксовані ставки, оскільки він дозволяє адаптувати тарифи до реальних умов ринку паркування та сприяє сталому управлінню міськими транспортними ресурсами [7].

Виклад основного матеріалу дослідження

Аналіз тарифів на платне паркування у різних країнах показує, що основними принципами є: зональний підхід, диференціація за тривалістю паркування та часові коефіцієнти.

1. Зональний підхід.

Зональний підхід передбачає диференціацію тарифів на платне паркування залежно від територіальної приналежності місця, тобто ставка змінюється залежно від:

- центральності чи периферійності локації;
- щільності забудови та інтенсивності руху;

– близькості до об'єктів з високим попитом (офіси, торговельні центри, вокзали).

Це дозволяє збалансувати попит на паркування та ефективно використовувати міський простір.

У всіх проаналізованих містах територія поділена на зони: центральну, середню та периферійну. Центральні зони мають найвищі коефіцієнти зональності, периферійні – найнижчі. Це дозволяє регулювати попит на обмежені паркомісця та стимулює ротацію автомобілів у центрі міста.

2. Базова ставка та коефіцієнт зони.

Базова ставка встановлюється муніципалітетом і є вихідною для розрахунку вартості. Коефіцієнт зони множить на базову ставку, визначаючи вартість паркування у конкретній зоні. Формула (1) є базовою (спрощеною) і застосовується у більшості міст світу.

$$C = r_b \cdot k_z \cdot t, \quad (1)$$

де r_b – базова ставка, встановлена муніципалітетом; k_z – коефіцієнт зони, залежить від центральності, попиту та дефіциту паркомісць; t – фактичний час перебування автомобіля на паркомісці.

Коефіцієнт зони враховує [2]:

– центральність: центральні райони міста мають $k_z > 1$, а периферія $k_z \leq 1$;

– попит на паркування: чим вищий попит, тим більший коефіцієнт;

– соціальні або екологічні обмеження: іноді для пільгових зон, резидентів або електромобілів застосовують знижуючі коефіцієнти.

Наприклад, можливі значення коефіцієнту зони: для центру міста $k_z = 1,5 - 2,0$; для проміжної зони міста $k_z = 1,2 - 1,5$; для периферійних районів міста $k_z \leq 1$.

3. Прогресивність та час доби

У багатьох містах світу, таких як Сінгапур, Нью-Йорк та Лондон, поряд із базовим зональним підходом до тарифоутворення застосовуються додаткові коефіцієнти, що коригують вартість паркування залежно від часу доби або тривалості користування місцем. Так, тарифи у пікові години зростають для обмеження перевантаження центральних зон, а знижки або фіксовані ставки для тривалого паркування спрямовані на стимулювання більш ефективного використання периферійних паркомісць. Цей метод дозволяє досягти балансу між попитом і пропозицією паркомісць, знижує «кружляння» водіїв у пошуку вільних місць і сприяє короткостроковому використанню центральних паркомісць, що підвищує оборотність та економічну ефективність системи [7-9].

Прогресивна оплата, тобто збільшення тарифу з кожною наступною годиною, реалізується через модифікацію базової формули тарифу:

$$C = r_b \cdot k_z \cdot k_p \cdot t, \quad (2)$$

де k_p – коефіцієнт часу (піковий/непіковий період) або тривалості паркування.

Дослідження показують, що така динамічна тарифікація дозволяє підтримувати оптимальну зайнятість паркомісць (близько 80-85%), а також стимулює водіїв обирати короткострокове паркування у центрах міста та довгострокове – на периферії, що підвищує загальну ефективність міської транспортної системи.

В Україні порядок ціноутворення на послуги платного паркування регулюється Постановою Кабінету Міністрів України № 258-р «Про затвердження Порядку ціноутворення на послуги з користування платними паркувальними зонами» [10]. Основною метою постанови було надати місцевим органам влади можливість застосовувати коефіцієнти до тарифів, які б дозволили диференціацію плати за паркування. Однак, відсутність чітких рекомендацій щодо встановлення та розрахунку цих коефіцієнтів зумовила необхідність подальших досліджень у цій галузі та розробки рекомендацій щодо організації тарифної політики паркування в містах України [2].

Постановою Кабінету Міністрів України від 28 жовтня 2020 р. № 1019 було внесено зміни, спрямовані на уточнення механізму тарифоутворення та розширення регуляторних повноважень органів місцевого самоврядування. Вказаний нормативний акт закладає економічно обґрунтовану модель визначення тарифів, що поєднує витратний підхід із елементами регулювання попиту.

Відповідно до [10], тарифи визначаються окремо для відведених і спеціально обладнаних майданчиків як відношення річної вартості послуг до річного обсягу їх надання з урахуванням коефіцієнта завантаженості майданчика та коефіцієнтів, що встановлюються органами місцевого самоврядування для досягнення оптимального завантаження вулично-дорожньої мережі. Така формула відображає принцип повного відшкодування економічно обґрунтованих витрат, що включають утримання майданчиків, оплату праці персоналу, амортизацію обладнання, адміністративні

та інші операційні витрати. Отже, тариф не є довільною величиною, а має ґрунтуватися на фактичних витратах та прогнозованих показниках використання інфраструктури.

Тариф на послуги паркування T визначається за формулою [2, 5, 10]:

$$T = \frac{B_p \cdot K_{p1} \cdot K_{p2} \cdot K_{p3} \cdot K_{p4}}{O_p \cdot K_s}, \quad (3)$$

де B_p – річна вартість послуг, грн; O_p – річний обсяг надання послуг, грн; K_s – коефіцієнт завантаженості майданчика; K_{p1} – коефіцієнт, що враховує місце розташування майданчика для паркування; K_{p2} – коефіцієнт, що враховує час користування майданчиком для паркування; K_{p3} – коефіцієнт, що враховує тип транспортного засобу, що розміщується на майданчику для паркування; K_{p4} – коефіцієнт, що враховує категорію осіб, які розміщують транспортні засоби на майданчику для паркування.

Якщо за [10] рекомендовано використовувати $K_s \geq 0,5$, то для решти коефіцієнтів вказівки відсутні. Тому, обґрунтовано, постає питання про підходи до визначення органами місцевого самоврядування коефіцієнтів K_{p1} , K_{p2} , K_{p3} , K_{p4} .

Суттєве значення має застосування коефіцієнта завантаженості, який відображає інтенсивність використання паркувального простору та впливає на кінцевий розмір тарифу. Його використання забезпечує гнучкість тарифної політики та дозволяє враховувати реальний попит на послуги паркування. Крім того, запровадження додаткових коефіцієнтів, що визначаються органами місцевого самоврядування, трансформує тариф із суто фіскального інструменту у засіб регулювання транспортних потоків. Через зміну параметрів тарифу можливо впливати на тривалість паркування, оборотність місць та перерозподіл транспортних засобів у межах міського простору.

Диференціація тарифів для спеціально обладнаних майданчиків зумовлена різною структурою витрат і рівнем інфраструктурного забезпечення. Спеціально обладнані майданчики, як правило, потребують значних капітальних вкладень та оснащення автоматизованими системами контролю й оплати, що об'єктивно впливає на собівартість послуг. Водночас відведені майданчики мають інший економічний профіль, що обґрунтовує необхідність окремого розрахунку тарифів для кожного типу.

У системі тарифоутворення платного паркування особливе значення має коефіцієнт K_{p1} , що враховує місце розташування майданчика. Він застосовується для коригування базового тарифу залежно від локалізації паркувального майданчика у міській структурі та дозволяє поєднати фіскальні та регуляторні функції тарифу. Центральні або високопопулярні майданчики, розташовані у зонах із високою інтенсивністю транспортного потоку, зазвичай отримують більше значення даного коефіцієнту, що підвищує плату за користування та стимулює оборотність місць. Водночас віддалені або менш завантажені майданчики коригуються нижчим значенням коефіцієнту K_{p1} , що робить послугу більш доступною для користувачів і сприяє рівномірному завантаженню вулично-дорожньої мережі міста. Встановлення його величини здійснюється органами місцевого самоврядування з урахуванням ряду факторів, таких як: завантаженість центральної зони, доступність громадського транспорту, інфраструктурний розвиток району та його соціально-економічна значимість.

Використання даного коефіцієнта разом із коефіцієнтом завантаженості та диференціацією тарифів для відведених і спеціально обладнаних майданчиків дозволяє забезпечити економічно обґрунтоване, прозоре та ефективне адміністрування платного паркування у міських умовах.

Пропонується коефіцієнт K_{p1} визначати за величиною попиту на паркувальне місце, яке розміщене у відповідній зоні міста, тобто через оцінювання завантаженості та привабливості даного паркувального майданчика для користувачів, як коефіцієнт попиту на паркувальний майданчик на основі фактичної величини попиту на паркування у відповідній зоні. Такий підхід передбачатиме оцінювання рівня завантаженості паркувального майданчика, його функціональної привабливості для користувачів, транспортної доступності та близькості до об'єктів тяжіння (адміністративних, торговельних, ділових центрів).

При діючій системі міського паркування коефіцієнт попиту на паркувальний майданчик буде відображати інтенсивність використання паркомісць у конкретній локації. Математично коефіцієнт попиту може визначатися через відношення фактичної середньої заповнюваності майданчика до нормативного або цільового рівня заповнюваності:

$$K_{\text{ППМ}} = Z_{\phi} / Z_{\text{opt}}, \quad (4)$$

де Z_{ϕ} – фактичний рівень завантаженості паркувального майданчика (частка зайнятих місць, %); Z_{opt} – оптимальний (цільовий) рівень завантаженості, що забезпечує наявність вільних.

За умови $K_{\text{ППМ}} > 1$, доцільним є підвищення тарифу з метою стримування надлишкового попиту, тоді як при $K_{\text{ППМ}} < 1$ – можливе зниження ставки для стимулювання використання паркомісць. Такий механізм дозволить перейти від статичного зонального тарифоутворення до адаптивної моделі регулювання попиту, забезпечити оборотність місць та ефективність використання міського простору.

Якщо система платного паркування тільки започатковується у місті і прямі дані про фактичну завантаженість Z_{ϕ} відсутні, коефіцієнт попиту на паркувальний майданчик слід визначати за непрямими показниками та прогнозними оцінками попиту. Такий підхід дозволить встановити тарифи з урахуванням очікуваного попиту, ще до введення платного паркування.

Вивчення очікуваного попиту на майбутній паркувальний майданчик можна здійснити на основі:

- 1) дослідження доцентрових та відцентрових транспортних потоків у зоні розміщення паркувального майданчику;
- 2) визначити максимальне транспортне навантаження протягом робочого дня в зоні міста, де перебуває досліджуваний паркувальний майданчик.

Якщо $N_{\text{idц}}$ – це кількість одиниць транспорту в транспортному потоці, який входить у зону міста, де вводиться платне паркування, на i -й магістралі; $N_{\text{ивц}}$ – кількість одиниць транспорту транспортного потоку, який виходить із зони міста на i -й магістралі, тоді можемо визначити сумарні потоки, які спрямовані в зону (вхідні) та із зони (вихідні) міста в часовий період здійснення переважної кількості трудових та ділових транспортних кореспонденцій:

$$N_{\text{сум}}^{\text{вх}} = \sum_{i=1}^m N_{\text{idц}}; N_{\text{сум}}^{\text{вих}} = \sum_{i=1}^m N_{\text{ивц}}, \quad (5)$$

де m – кількість магістралей у досліджуваній зоні міста.

Якщо знехтувати величиною транспортних потоків, що зароджуються в досліджуваній зоні та впливають в $N_{\text{ивц}}$ і відняти транзитні транспортні засоби у зоні, то

$$N_{\Sigma\Pi} = N_{\text{сум}}^{\text{вх}} - N_{\text{сум}}^{\text{вих}} - N_{\text{транз}} \quad (6)$$

є тією частиною сумарного транспортного потоку, який залишається в зоні за певний проміжок часу та формує попит на паркування в ній. Вочевидь, що частина людей, які переміщуються у потоці $N_{\text{сум}}^{\text{вх}}$ виконує не трудові, а ділові поїздки, і протягом робочого дня їх автомобілі залишають досліджувану зону, тобто при звільненні займаного паркувального місця буде в'їжджати інший автомобіль (відбувається часткова ротація автомобілів у зоні міста на паркувальних місцях).

Сумарний незабезпечений попит на паркування визначатиметься як кількість автомобілів, які потребують паркомісць у конкретній локації, але не можуть їх знайти через обмежену місткість наявних майданчиків. Цей показник є ключовим для планування місткості системи паркувальних майданчиків, оскільки саме він обумовлює необхідність оптимізації паркової інфраструктури.

Математично сумарний незабезпечений попит у зоні міста протягом певного періоду опишемо як:

$$N_{\Sigma\Pi\Pi} = N_{\Sigma\Pi} - P_{\text{BM}}, \quad (7)$$

де $N_{\Sigma\Pi}$ – загальний попит на паркування у досліджуваній зоні протягом певного періоду (добового або годинного); P_{BM} – сумарна кількість вільних місць на паркувальних майданчиках у досліджуваній зоні за той самий період часу.

Якщо $N_{\Sigma\Pi} > P_{\text{M}}$, виникає дефіцит паркомісць, що може призводити до «кружляння» водіїв у пошуках місця для паркування, переповнення суміжних майданчиків, зниження ефективності використання дорожнього простору тощо.

Добовий або годинний попит на паркування у досліджуваній міській зоні можна оцінити за допомогою коефіцієнта попиту:

$$K_{\Pi} = \frac{N_{\Sigma\Pi}}{P_{авт}}, \quad (8)$$

де $P_{авт}$ – кількість автомобілів, які здійснили паркування в міській зоні за той самий період часу, авт.

У практиці транспортного планування коефіцієнти добового та годинного попиту на паркування використовуються для оцінювання нерівномірності використання паркомісць і подальшого тарифного або інфраструктурного регулювання. Їх значення залежать від функціональної зони міста (центральна ділова, змішана, житлова) та характеру поїздок.

Коефіцієнт годинного попиту на паркування $K_{\Pi}^{год}$ відображає його нерівномірність протягом доби:

$$K_{\Pi}^{год} = \frac{N_{\Sigma\Pi}^{год}}{N_{\Sigma\Pi}^{доб}} \cdot T_{пер}, \quad (9)$$

де $N_{\Sigma\Pi}^{год}$ – попит на паркування у конкретну годину; $N_{\Sigma\Pi}^{доб}$ – усереднений добовий попит на паркування; $T_{пер}$ – тривалість розрахункового періоду (год.).

Можливі значення коефіцієнту годинного попиту на паркування за робочий день подано у табл. 2.

Таблиця 2

Значення коефіцієнту годинного попиту на паркування для робочого дня

Період	Центральна зона	Житлова зона
08:00–10:00 (ранковий пік)	1,3–1,6	0,8–1,0
10:00–16:00	1,0–1,2	0,9–1,1
17:00–19:00	0,8–1,0	1,2–1,4

У більшості європейських міст, за рахунок адаптивності тарифу на паркування, підтримується оптимальний рівень зайнятості існуючих паркомісць на рівні 80-85 % від максимальної місткості. Значення понад 95% свідчать про системний дефіцит.

На початковому етапі впровадження системи платного паркування в місті відсутня статистична інформація щодо фактичної завантаженості паркувальних майданчиків, оборотності місць та реальної тривалості стоянки транспортних засобів. За таких умов визначення коефіцієнта попиту на не може ґрунтуватися на емпіричних даних, а потребує використання прогнозно-аналітичного підходу, заснованого на оцінці просторових, транспортних та соціально-економічних характеристик території.

У цьому випадку доцільно застосовувати апріорний коефіцієнт попиту K_{Π}^{np} , який фактично виконує функцію коефіцієнта місця розташування та відображає потенційну привабливість майданчика для користувачів. Таким чином, на етапі запуску системи коефіцієнт, що враховує розташування паркувального майданчика, може розглядатися як прогнозний індикатор попиту.

Прогнозний коефіцієнт попиту формується на основі системи факторів, що впливають на інтенсивність використання паркомісць. До основних факторів належать:

- транспортні характеристики території (інтенсивність руху транспортних потоків; рівень автомобілізації населення; наявність альтернативних способів пересування);
- функціональне призначення зони (концентрація адміністративних, офісних, торговельних та сервісних об'єктів; щільність забудови; частка ділових поїздок у загальній структурі переміщень);
- містобудівні параметри (обмеженість вулично-дорожнього простору; наявність стихійного (безоплатного) паркування; кількість потенційних користувачів у радіусі пішохідної доступності).

Тоді, прогнозний коефіцієнт попиту може бути визначений як зважена функція:

$$K_{\Pi}^{np} = q_1 F_{mp} + q_2 F_{фнз} + q_3 F_{мо}, \quad (10)$$

де F_{mp} – інтегральний показник транспортної активності; $F_{фнз}$ – показник функціональної привабливості зони; $F_{мо}$ – показник містобудівних обмежень; q_i – вагові коефіцієнти (сума рівна 1).

Значення кожного показника нормується у межах 0...1 або 1...2, залежно від прийнятої шкали.

На початковому етапі впровадження системи платного паркування в місті може бути застосовано також емпіричне визначення коефіцієнта попиту на паркувальні місця. Емпіричне визначення коефіцієнта попиту буде базуватися на фактичних даних щодо використання паркувальних майданчиків. Основним джерелом інформації є результати натурних обстежень, автоматизованих систем обліку чи відеоспостережень за наявними у певній зоні міста місцями для паркування.

Коефіцієнт, що враховує час користування майданчиком для паркування – K_{p2} . Даний коефіцієнт дозволяє процедурно диференціювати вартість послуг паркування транспортних засобів (тарифу), в залежності від часу перебування на майданчику для паркування. Зазначена диференціація тарифу є примусовим заходом для забезпечення сталого високого обороту використання паркомісць. Зазвичай, така практика використовується у європейських містах для недопущення паркування транспортних засобів на щільних вулицях протягом тривалого проміжку часу.

Якщо значення даного коефіцієнта прийняти $K_{p2} = 1$, як це реалізовано в більшості великих міст України, то це означає, що в певній паркувальній зоні (або місті в цілому) не реалізовано принцип диференціації тарифу на паркування. Доцільно застосовувати діапазон значень $0,5 \leq K_{p2} \leq 1,5$, що дозволить збалансувати попит на паркувальні місця.

Коефіцієнт, що враховує тип транспортного засобу, що розміщується на майданчику для паркування – K_{p3} . Цей коефіцієнт призначений для коригування вартості паркувальних послуг, в залежності від типу транспортного засобу, який користується майданчиком для паркування.

Тут слід враховувати чи буде створений паркувальний простір міста передбачати паркування виключно легкових транспортних засобів. Якщо паркувальні майданчики будуть облаштовані тільки для легкових автомобілів, слід прийняти $K_{p3} = 1$.

Коефіцієнт, що враховує категорію осіб, які розміщують транспортні засоби на майданчику для паркування – K_{p4} . Даний коефіцієнт направлений на диференціацію тарифу вартості послуг паркування транспортних засобів для різних користувачів майданчиками для паркування. Відповідно до [11], відведені майданчики для платного паркування обов'язково повинні бути обладнані паркувальними автоматами з розрахунку не менш як один автомат на 20 місць для паркування з обох боків уздовж проїзної частини вулиці, дороги або тротуару та/або інформаційними знаками про можливість і порядок надання послуги «мобільне паркування».

Якщо технічні засоби, передбачені для сплати послуг паркування, матимуть можливість щодо ідентифікації користувачів, то запровадження диференційованого тарифу вартості послуг паркування транспортних засобів для різних категорій громадян буде доцільним та технічно можливим для реалізації. В іншому випадку пропонуємо $K_{p4} = 1$.

Висновки

Тарифна політика у сфері платного паркування має поєднувати фіскальні та регуляторні функції, забезпечуючи управління попитом і підтримку оптимальної завантаженості паркомісць. Чинна нормативна база України рекомендує застосовувати коефіцієнти при формуванні тарифів, проте відсутні чіткі методичні рекомендації щодо їх розрахунку, що потребує науково обґрунтованих підходів.

У випадку впровадження у місті системи платного паркування, коефіцієнт, що враховує місце розташування майданчика, доцільно розглядати як прогностичний коефіцієнт попиту. Запропонована методика визначення коефіцієнта попиту на паркувальний майданчик через оцінку завантаженості, функціональної привабливості, транспортної доступності та містобудівних характеристик з використанням зваженої факторної моделі, що дозволяє адаптувати тарифи на етапі запуску системи. Також запропоновано враховувати ефективність застосування додаткових коефіцієнтів (за часом користування, типом транспортного засобу та категорією користувачів) для стимулювання короткострокового паркування у центральних зонах та раціонального використання периферійних майданчиків.

Практичного значення дана робота може набути при допомозі органам місцевого самоврядування у формуванні економічно обґрунтованої, прозорої та адаптивної тарифної політики платного паркування, яка сприятиме підвищенню ефективності міської транспортної інфраструктури.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] Кашканов А. А., Пальчевський О. В. Проблеми функціонування транспортних систем великих міст України в сучасних умовах. Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. 2022. №1(18). С. 97-102. <https://doi.org/10.36910/automash.v1i18.764>.
- [2] Osetrin M., Tarasiuk V., Bespalov D., Myroshnychenko O., Vasylyshyn M. Development of pricing policy for car parking in Ukrainian cities. *Systemy Logistyczne Wojsk*. 2024. Vol. 61, № 2. P. 37-52. DOI: <https://doi.org/10.37055/sl/w/203435>.
- [3] Vnukova N. M., Tokhtamysh T. O., Yagolnitskiy O. A., Hranko K. B. Innovative approach to estimating costs of vehicle parking services. *Science and Innovation*. 2020. Vol. 16, № 6. P. 94-103. DOI: <https://doi.org/10.15407/scin16.06.095>.

- [4] Недоступ К. К. Збір за місяця для паркування транспортних засобів: правовий аналіз процедури справляння. *Ірпінський юридичний часопис*. 2023. № 1 (10). С. 99–112.
- [5] Кашканов В.А., Василик Д.В. До впровадження системи платного паркування у місті Вінниця. *Матеріали XII-ої міжнародної науково-технічної інтернет-конференції «Проблеми і перспективи розвитку автомобільного транспорту», 16-18 квітня 2024 року: збірник наукових праць [Електронний ресурс]*. Вінниця: ВНТУ, 2024. С. 137-140. URL: <https://atmconf.vntu.edu.ua/materialy2024.pdf>
- [6] Pierce, G., Shoup, D., & Holmes, N. (2013). Pricing Parking by Demand: Assessing Price Adjustments in the SFpark Program. UCLA: *Institute of Transportation Studies*. Retrieved from <https://escholarship.org/uc/item/5jw96463>
- [7] Mei Z., Feng C., Kong L., Zhang L., Chen J. Assessment of Different Parking Pricing Strategies: A Simulation-based Analysis. *Sustainability*. 2020. 12(5). 20-56. DOI: <https://doi.org/10.3390/su12052056>
- [8] Fabusuyi, Tayo and Hampshire, Robert, Rethinking Performance Based Parking Pricing: A Case Study of SFpark (September 28, 2017). *Transportation Research Part A: Policy and Practice, Forthcoming*. <http://dx.doi.org/10.2139/ssrn.3044818>
- [9] Li, J., Dong, Y., Wang, Q., & Liu, C. (2024). Proactive pricing strategies for on-street parking management with physics-informed neural networks. *International Journal of Strategic Property Management*, 28(5), 320-333. <https://doi.org/10.3846/ijspm.2024.22233>
- [10] Про затвердження Порядку формування тарифів на послуги з користування майданчиками для платного паркування транспортних засобів : постанова Кабінету Міністрів України від 02.03.2010 № 258. База даних “Законодавство України”. Верховна Рада України. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/go/258-2010-%D0%BF> (дата звернення: 26.02.2026).
- [11] Правила паркування транспортних засобів : затв. постановою Кабінету Міністрів України від 03 груд. 2009 р. № 1342 (зі змінами). URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/1342-2009-п> (дата звернення: 26.02.2026).

Кашканов Віталій Альбертович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри автомобілів та транспортного менеджменту, <https://orcid.org/0000-0002-3897-6792>, e-mail: v.kashkanov@vntu.edu.ua

Цимбал Сергій Володимирович – канд. техн. наук, доцент, завідувач кафедри автомобілів та транспортного менеджменту, <https://orcid.org/0009-0005-1612-968X>, e-mail: tsymbal_s_v@ukr.net

Варчук В'ячеслав Володимирович – асистент кафедри автомобілів та транспортного менеджменту, <https://orcid.org/0009-0005-2622-9780>, e-mail: vvvarchuk@vntu.edu.ua

Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця

V. Kashkanov
S. Tsymbal
V. Varchuk

Methodological approaches to forming tariff policy in the sphere of urban parking

Vinnitsia National Technical University

The article examines the formation of tariff policy in the field of paid parking as a mechanism for regulating urban transport demand and effective use of limited parking space. The relevance of the study is due to the growth of motorization in Ukrainian cities, uneven development of the street and road network and overloading of transport infrastructure, which requires scientifically sound approaches to setting tariffs that can combine economic feasibility and regulatory functions.

The paper analyzes scientific sources and regulatory acts that establish a mechanism for differentiating paid parking tariffs and applying coefficients to optimize parking space occupancy. Foreign experience is analyzed, in particular, the use of a zonal approach, differentiation of tariffs by parking duration and time of day, as well as adjustment coefficients that take into account demand and location of the site.

The scientific novelty of the work lies in the development of a methodology for determining the demand coefficient for a parking lot at the stage of system launch, when there is no empirical data on occupancy. The proposed predictive and analytical approach involves assessing the transport activity of the territory, the functional attractiveness of the zone and urban planning restrictions using a weighted factor model. An approach to calculating the total unmet demand, daily and hourly demand coefficients is presented, which allows predicting the intensity of parking space use and justifying the amount of tariffs before the implementation of the paid system.

The practical significance of the study lies in the creation of a comprehensive approach to tariff formation, which provides an economically justified, transparent and adaptive policy of paid parking, contributes to increasing the efficiency of urban transport infrastructure and the financial capacity of territorial communities. The proposed methodology can be used by local governments when planning new parking systems.

Keywords: paid parking, parking rate, parking lot, parking demand.

Kashkanov Vitalii – Cand. Sc. (Eng.), Associate Professor, Associate Professor of Automobiles and transport management department, <https://orcid.org/0000-0002-3897-6792>, e-mail: v.kashkanov@vntu.edu.ua

Tsymbal Serhii – Cand. Sc. (Eng.), Associate Professor, Head of the Department of Automobiles and Transport Management, <https://orcid.org/0009-0005-1612-968X>, e-mail: tsymbal_s_v@ukr.net

Varchuk Vyacheslav – Assistant, Department of Automobiles and Transport Management, <https://orcid.org/0009-0005-2622-9780>, e-mail: vvvarchuk@vntu.edu.ua

А. О. Корпач¹
О. О. Левківський²
О. А. Корпач¹

РОЗШИРЕНІ МЕТОДИ ДІАГНОСТУВАННЯ ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ ВИСОКОГО ТИСКУ ДИЗЕЛЯ

¹Національний транспортний університет
²ТОВ «Віннер Імпорте Україна, ЛТД»

У статті розглянуто сучасні методи діагностування паливних систем високого тиску дизеля, зокрема паливної системи акумуляторного типу Common Rail. Особливу увагу приділено систематизації підходів до виявлення неполадок прецизійних компонентів, таких як електромагнітні або п'єзоелектричні форсунки та паливні насоси високого тиску (ПНВТ), що дозволяє підвищити точність локалізації дефектів.

Об'єктом дослідження є методи та засоби технічного діагностування паливної апаратури сучасних дизелів.

Розглянуто комплексний процес діагностики, що включає візуальну оцінку, аналіз кольору відпрацьованих газів, використання бортової системи самодіагностики (OBD) та інструментальної перевірку за допомогою цифрового осцилографа. Встановлено, що інтеграція цифрових технологій дозволяє відстежувати параметри корекції циклової подачі палива в реальному часі через реєстратори даних або осцилографа, що спрощує виявлення дисбалансу між циліндрами.

Описано методику безрозбірної перевірки продуктивності ПНВТ та герметичності системи за допомогою осцилограм тиску в паливній рампі. Визначено алгоритм оцінки стану електромагнітних та п'єзоелектричних форсунок через аналіз сигналів напруги, сили струму та часу активації, а також контроль витрати палива через зворотну магістраль.

Детально висвітлено етапи перевірки паливної апаратури на діагностичних стендах, що базуються на вимірюванні електричних параметрів, динамічних характеристик та гідравлічних показників у різних режимах навантаження. Доведено, що такий підхід забезпечує найбільш надійні результати при прийнятті рішення про ремонт або заміну вузлів.

Результати, висвітлені в статті, можуть бути використані для розробки структурованих алгоритмів технічного обслуговування, що дозволяють мінімізувати витрати на експлуатацію та ремонт сучасних дизелів.

Ключові слова: дизель, паливна система високого тиску, Common Rail, діагностика, паливна форсунка, ПНВТ, OBD, осцилограф.

Вступ

Постійне підвищення екологічних стандартів та вимог до паливної економічності і потужності сучасних дизелів призвело до значного вдосконалення конструкції паливної системи високого тиску, зокрема широкого впровадження паливної системи акумуляторного типу Common Rail. Даний тип паливної системи має електронне управління, як роботою паливного насоса високого тиску (ПНВТ) так і форсунок. Використання прецизійних п'єзоелектричних форсунок та високопродуктивних ПНВТ вимагає контролю робочих параметрів у дуже вузькому діапазоні, та як наслідок, навіть, незначні відхилення через знос або пошкодження компонентів призводять до порушення робочого процесу дизеля. Традиційні методи діагностики, що базуються на індивідуальній перевірці кожного компоненту паливної системи високого тиску, вже не здатні забезпечити необхідну точність та ефективність виявлення дефектів.

Водночас, інтеграція цифрових технологій у процеси діагностики розширює доступні методи виявлення дефектів. Основним викликом залишається відсутність уніфікованого підходу до вибору правильного методу діагностики до виявленого відхилення в роботі двигуна. Це обумовлює потребу в систематизації сучасних методів перевірки паливної апаратури дизеля, які дозволили б не лише констатувати факт неполадки, а й визначити причини виходу з ладу елементів паливної системи високого тиску.

Базова інформація, щодо методів діагностування паливної системи високого тиску дизеля, наведена в навчальній літературі, що створена на основі технічної документації виробників паливних систем, наприклад Robert Bosch GmbH [1]. В роботах [2] та [3] описано деструктивний вплив низької якості палива та кавітації на робочі показники паливної системи та методи їх виявлення. Іншим

перспективним напрямком досліджень вважається вивчення методів виявлення дефектів шляхом аналізу даних з електронних датчиків. Робота [4] пропонує методи аналізу зміни тиску палива для виявляти несправностей без демонтажу компонентів. Водночас, в роботі [5], описано принципи використання бортової системи самодіагностики (OBD) для оцінки роботи регулятора тиску та механічної продуктивності ПНВТ.

Метою роботи є аналіз основних методів діагностування паливної системи високого тиску сучасних дизелів та розробка структурованого підходу до їх практичного впровадження.

Результати дослідження

Діагностика паливної системи високого тиску дизеля являє собою комплексний процес, що складається з ряду етапів. На першому етапі необхідно виконати візуальну оцінку стану паливної апаратури та інших елементів двигуна, а також запуск та оцінку роботи двигуна в різних режимах. При виявленні порушень в роботі двигуна виконується перевірка наявності зареєстрованих помилок в модулі управління двигуном з подальшим дослідження за допомогою вбудованих функцій діагностичного програмного забезпечення (реєстратор даних, тест виконавчих механізмів і т.п.) або додаткового діагностичного обладнання (мультиметр, осцилограф інші електронні або механічні вимірювальні засоби). Після локалізації компоненту, що є причиною порушення роботи двигуна, на останньому етапі, він перевіряється на стенді, що дозволяє прийняти рішення про можливість виконання відновлювального ремонту або заміну всього компоненту.

Візуальна оцінка передбачає огляд елементів паливної апаратури на наявність ознак порушення герметичності (виявлення слідів витікання палива) та механічного пошкодження. Після запуску двигуна, можливо оцінити стан паливної апаратури, проаналізувавши шуми, вібрації та жорсткість роботи дизеля. Зростання рівня шуму та жорсткості роботи двигуна може свідчити про підвищення кількості або зміну моменту подачі палива в результаті порушення герметичності паливних форсунок або дефектів елементів електронного управління. Також, важливим показником ефективності роботи паливної апаратури дизеля, вважається колір відпрацьованих газів [6]. Виділяють три основні кольори відпрацьованих газів: білий, чорний і синій, що можуть свідчити про різні дефекти в роботі паливної апаратури або інших систем дизеля.

Білий колір відпрацьованих газів зазвичай означає високий вміст водяної пари. Такий колір відпрацьованих газів вважається нормальним явищем при роботі дизеля в умовах низької температури навколишнього середовища і його інтенсивність має знизитись після подальшого прогріву двигуна. Постійний білий колір відпрацьованих газів, як правило, свідчить про надмірний вміст води в дизельному паливі або може виникнути в результаті потрапляння охолоджуючої рідини в циліндри двигуна, або випускної систему, тому, у даному випадку, додатково необхідно перевірити рівень охолоджуючої рідини.

Чорний колір відпрацьованих газів свідчить про надмірний вміст вуглецю. Як правило, наявність чорного диму з випускної системи, вказує на некоректне співвідношення палива і повітря та, для автомобілів без сажового фільтра, вважається нормальним явищем при роботі двигуна в перехідних режимах. Наявність чорного диму при прискоренні двигуна в сучасних автомобілях, в передшу чергу, свідчить про вихід з ладу сажового фільтра. Постійний чорний колір відпрацьованих газів може свідчити про неправильний момент впорскування, в результаті виходу з ладу паливних форсунок, порушення тиску та моменту синхронізації в результаті механічного або електричного дефекту ПНВТ, дефекту в роботі клапана рециркуляції відпрацьованих газів (EGR - Exhaust Gas Recirculation) або дефекту системи подачі повітря (засмічений повітряний фільтр- підвищений опір впуску, дефект турбокомпресора і т.п.).

Синій колір відпрацьованих газів, як правило, не пов'язаний з роботою паливної апаратури, а свідчить про надмірне потрапляння моторної оливи в циліндри двигуна. При виявленні синього диму необхідно, в першу чергу, проконтролювати рівень і витрату моторної оливи.

Для всіх автомобілів з дизелем категорії M1 (легкові автомобілі) та N1 (легкі комерційні автомобілі), починаючи з 1-го січня 2003 року для нових моделей і з 1-го січня 2004 року для моделей, що знаходились в виробництві, наявність бортової системи самодіагностики OBD (On-Board Diagnostics) стала обов'язковою. Таким чином, на сьогоднішній день більшість автомобілів з дизелем, що перебувають в експлуатації, не залежно від типу паливної апаратури обладнані бортовою системою самодіагностики. Відповідно при виявленні дефектів в роботі дизеля наступний крок діагностування полягає в перевірці даних, збережених в електронному модулі управління шляхом підключення до роз'єму OBD з використанням оригінального (розробленого і рекомендованого виробником даної моделі автомобіля), або універсального програмного забезпечення.

Бортова система самодіагностики двигуна контролює сигнали датчиків, а також напругу і силу струму виконавчих механізмів в раках заданих виробником параметрів. При відхиленні показника датчика або положення виконавчого механізму за рамки заданого діапазону для даного режиму роботи двигуна (враховуючи частоту обертання колінчастого вала, навантаження, температуру та інші параметри) модуль управління зареєструє та збереже відповідну помилку. Модуль управління також зареєструє помилку при виявленні електричних дефектів в ланцюгах датчиків та виконавчих механізмів, наприклад обрив ланцюга або коротке замикання. Для різних дефектів існують певні коди, визначені Європейським стандартом ISO 15031-6:2015. Зчитування та розшифрування кодів помилок дозволяє визначити, який саме параметр не відповідає заданим значенням та виявити можливі дефекти. Наприклад, якщо фактичне значення тиску палива в паливній рампі системи Common Rail відрізняється від очікуваного значення для даного режиму роботи двигуна, буде зареєстровано код помилки P0089. Причини виникнення даного коду можуть бути різні, наприклад, дефект самого датчика або неполадки регулятора тиску в ПНВТ.

Деякі автовиробники доповнюють стандартний код помилки, визначений ISO 15031-6:2015, додатковими даними, що дозволяють звузити потенційні причини виникнення дефекту і, відповідно, спростити процес подальшої діагностики. Наприклад, бортова система самодіагностики автомобілів Jaguar Land Rover, виявивши відхилення тиску в паливній рампі, спробує його скорегувати за допомогою клапана керування тиском. Якщо після активації клапана зміни тиску не відбудеться, буде зареєстровано код помилки P0089-4B, в якому суфікс 4B додатково вказує саме на дефект керування клапаном регулювання тиску в паливній рампі.

Інший потужний інструмент діагностування дизеля, що доступний при підключенні оригінального або універсального програмного забезпечення до бортової системи самодіагностики, це реєстратор даних. Реєстратор даних дозволяє в реальному часі відслідковувати входні та вихідні сигнали модуля управління. Наприклад, при погіршенні умов згоряння в певному циліндрі, в результаті зниження компресії або погіршення розпилення палива форсункою, для компенсації втрати потужності модуль управління буде підвищувати циклову подачу палива для даного циліндра. При цьому, як правило, модуль управління не реєструє помилку, але в перехідних режимах, в результаті дисбалансу між циліндрами, двигун буде працювати нестабільно. На рис. 1 показано результати перевірки корекції палива в рядному 6-ти циліндровому дизелі AJ20 D6H. Виявлене, за допомогою реєстратора даних значне підвищення корекції циклової подачі палива в другому циліндрі (5.43 мг/оберт), при подальшій діагностиці дозволило визначити дефект паливної форсунки, який проявлявся у вигляді вібрації під час прискорення автомобіля.

01 PCM Quantity correction for cylinder number one - 061B-1 -1.82mg/rev	02 PCM Quantity correction for cylinder number two - 061B-2 5.43mg/rev
03 PCM Quantity correction for cylinder number three - 061B-3 -1.42mg/rev	04 PCM Quantity correction for cylinder number four - 061B-4 -1.55mg/rev
05 PCM Quantity correction for cylinder number five - 061B-5 -0.88mg/rev	06 PCM Quantity correction for cylinder number six - 061B-6 0.22mg/rev

Рис. 1. Показники корекції циклової подачі палива, зчитані за допомогою реєстратора даних

У випадках, коли немає можливості виконати перевірку паливної системи за допомогою бортової системи самодіагностики або вона не дозволяє точно визначити дефектний компонент, діагностування паливної системи з електронним управлінням, наприклад Common Rail, можливо виконати за допомогою цифрового осцилографа [7]. Щоб комплексно перевірити паливну систему дизеля цифровим осцилографом, потрібно оцінити продуктивність ПНВТ, пересвідчитися в герметичності паливного контуру високого тиску і визначити продуктивність паливних форсунок. Крім того, існує можливість перевірити роботу клапана дозування палива.

Продуктивність ПНВТ перевіряється шляхом виключення клапана дозування палива (для цього від'єднують його живлення). У цьому режимі до паливної рампи надходить максимально можливий об'єм палива, тоді як заданий тиск підтримується виключно за рахунок клапана регулювання тиску. До сигнального контакту датчика тиску та маси клапана регулювання тиску слід підключити два канали цифрового осцилографа. Виконати максимально повний аналіз продуктивності паливної системи високого тиску можна за таких режимів роботи двигуна: запуск, робота на мінімальній частоті холостого ходу, різке прискорення двигуна, робота на максимальній частоті холостого ходу, стрімке зниження частоти обертання колінчастого вала та подальша стабілізація обертів холостого ходу.

Зміна напруги на датчику тиску в паливній рампі (канал А) і зміна сигналу управління клапаном регулювання тиском (канал С) відображені на осцилограмі (рис. 2). Аби спростити аналіз зміни сигналу, було розраховано його робочий цикл і побудовано як окрему криву (канал В). Це зроблено за допомогою вбудованої математичної функції програмного забезпечення PicoScope 6 Automotive цифрового осцилографа PicoScope 4425A.

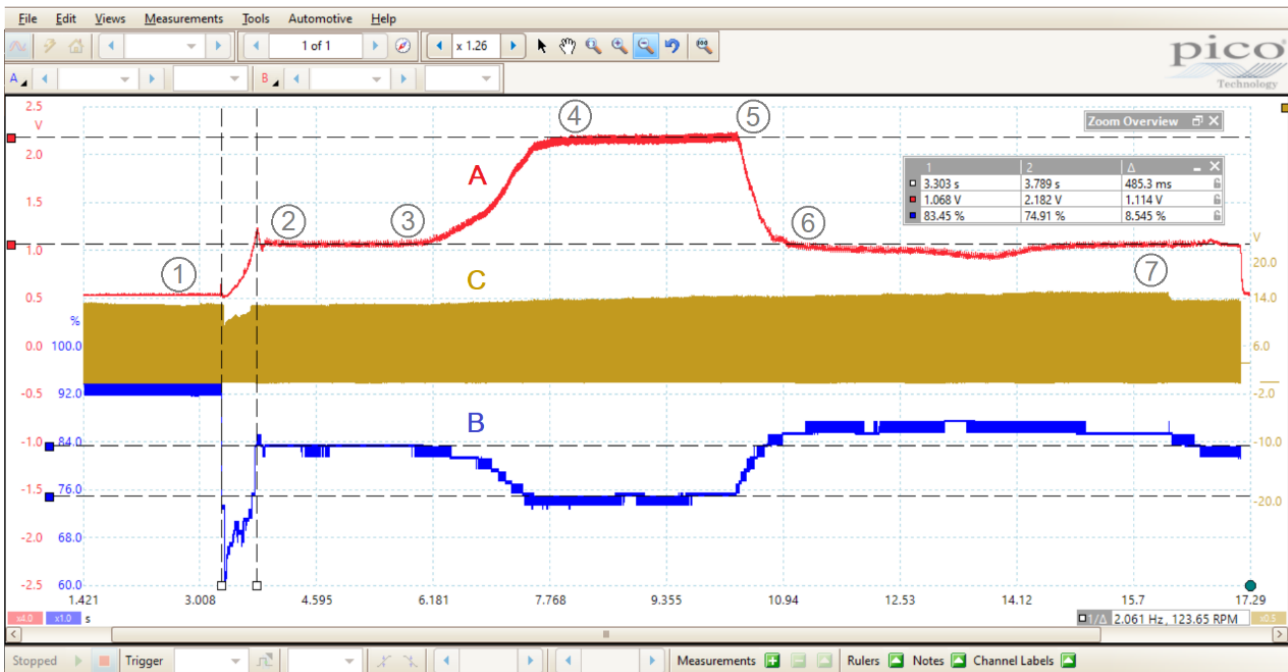


Рис. 2. Осцилограма зміни тиску в паливній рампі та робочий цикл клапана регулювання тиску палива

Швидкість наростання тиску під час запуску двигуна демонструє ділянка 1-2 осцилограми (рис. 2) зміни тиску в паливній рампі. Вал ПНВТ починає обертатись у точці 1, створюючи тиск; у цей момент паливні форсунки не отримують живлення, а клапан регулювання тиску палива переходить в закриті положення. Коли досягається необхідний для запуску двигуна тиск (приблизно 350-400 бар для паливної системи Bosch), у точці 2 модуль управління подає сигнал на паливні форсунки, і двигун запускається. Для сучасних паливних систем максимальне значення швидкості наростання тиску становить до 0,5 с. Якщо швидкість наростання тиску палива більш повільна, це може вказувати на недостатній тиск у паливній магістралі низького тиску, зниження продуктивності ПНВТ в результаті зношення або на порушення герметичності паливної системи високого тиску.

Тиск палива під час роботи двигуна в режимі мінімальної частоти обертання холостого ходу показує ділянка 2-3; напруга на датчику тиску в даному режимі повинна становити близько 1 В. Робочий цикл сигналу клапана регулювання тиску палива, у даному режимі, повинен мати певне фіксоване значення. У випадку порушення герметичності паливної системи модуль управління зменшуватиме робочий цикл (закриватиме клапан) для компенсації зниження тиску. Зробити висновок щодо герметичності паливного контура при відносно невисокому тиску можна, порівнявши робочий цикл сигналу з аналогічним справним двигуном.

Різне зростання частоти обертання колінчастого вала в режимі холостого ходу відбувається на ділянці 3-4. Під час аналізу даної ділянки основну увагу варто звернути на зміну робочого циклу сигналу клапана регулювання тиску палива. Значне зниження робочого циклу свідчить про низьку продуктивність ПНВТ або про втрату тиску в інших елементах паливної апаратури, для компенсації яких модуль управління буде додатково закривати клапан. Допустиме значення для більшості двигунів з паливною системою Bosch знаходиться в діапазоні 8-10%.

На ділянці 4-5 показано тиск палива в режимі максимальної частоти обертання холостого ходу. Як правило, модуль управління обмежує частоту обертання колінчастого вала на позначці 2200-2500 хв-1 при відключеному клапані дозування палива. У такому режимі для паливних систем даного типу напруга на датчику тиску повинна становити близько 2-2,2 В (800-900 бар). Можна зробити висновок про збереження герметичності системи і при більш високому тиску, якщо тиск відповідає заданому діапазону, а робочий цикл клапана регулювання тиску палива не відрізняється від аналогічного показника на справному двигуні.

Висновок про порушення роботи клапана регулювання тиску палива або наявність блокування в зворотній паливній магістралі дозволяє зробити аналіз ділянки 5-6. Тиск у справній системі повинен різко знизитись після того, як важіль акселератора буде відпущеним.

Момент стабілізації тиску після зниження частоти обертання колінчастого вала демонструє остання ділянка осцилограми 6-7. Різких коливань напруги на даній ділянці спостерігатись не повинно. Тиск та сигнал керування клапаном регулювання тиском палива у справній паливній апаратурі повинні стабілізуватись через 4-5 с після зниження частоти обертання колінчастого вала.

Щоб перевірити паливні форсунки високого тиску за допомогою цифрового осцилографа, необхідно підключити один канал осцилографа до лінії живлення форсунки (1), а за допомогою іншого каналу (2) виміряти струм, що споживає форсунка (рис. 3 і рис. 4). Стабільність з'єднання форсунки з масою можливо додатково перевірити, використавши третій канал осцилографа. При вимірюванні напруги необхідно враховувати, що для електромагнітних форсунок робоча напруга може сягати 60 В, а для п'єзоелектричних – до 200 В. Тому слід використовувати обладнання, що здатне працювати з даною напругою.

Осцилограми справної (А) та дефектної (В) електромагнітної паливної форсунки дизеля показано на рис. 3. Атенюатор ТА197 10:1 використовувався для запису напруги, тобто через атенюатор на вхідний канал осцилографа надходить напруга, в 10 разів нижча ніж фактична (4.3 В замість 43 В у даному випадку). Це дозволяє безпечно виконувати вимірювання, а програмне забезпечення перераховує та відображає на екрані фактичну напругу 43 В. Безконтактні кліщі для вимірювання струму ТА018, що здатні працювати в 2-х діапазонах до 20 А та до 60 А, використовувались для запису сили струму, що споживає паливна форсунка. Силу магнітного поля навколо провідника кліщі вимірюють та інтерпретують у вигляді вихідної напруги. Далі програмне забезпечення осцилографа зчитує напругу та перетворює її в еквівалентне значення сили струму (при виборі діапазону до 20 А - 1 мВ = 10 мА, для діапазону до 60 А - 1 мВ = 100 мА).

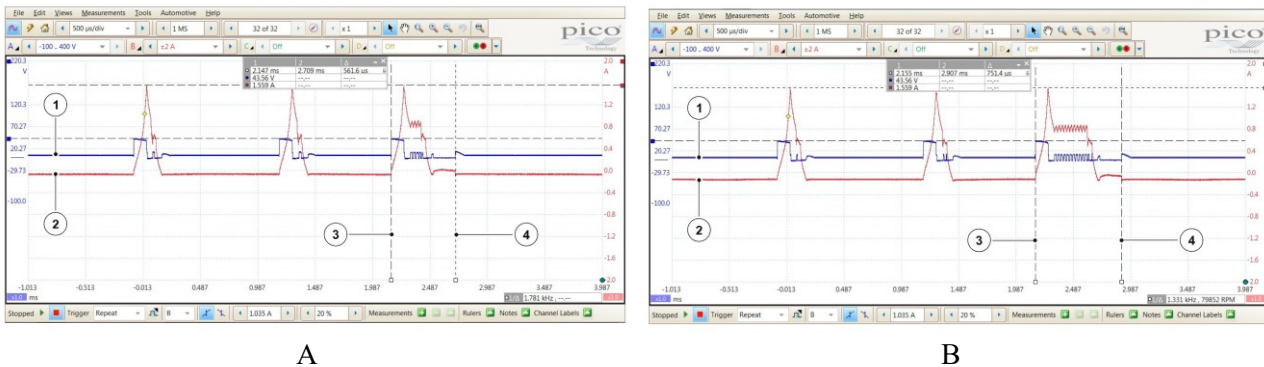


Рис. 3. Порівняння сигналу справної (А) та дефектної (В) електромагнітної паливної форсунки

Визначити, чи працює форсунка коректно або має дефект, дозволяє аналіз напруги, сили струму та часу активації форсунки. Найбільш розповсюджений дефект паливних форсунок пов'язаний з погіршенням розпилення в результаті забруднення отворів. Вимірюючи прискорення колінчастого вала на такті розширення у кожному циліндрі та порівнюючи одержане значення з іншими циліндрами та запрограмованими еталонними значеннями, модуль управління двигуном, в свою чергу, контролює ефективність розпилення та, як наслідок, згоряння палива. У випадку, якщо прискорення колінчастого вала не відповідає очікуваному значенню, модуль управління корегує кількість палива, змінюючи час відкриття форсунки.

Якщо розпилення палива погіршується через забруднення отворів форсунки продуктами згоряння, модуль управління буде збільшувати кількість палива, збільшуючи час роботи форсунки. У певних режимах роботи двигуна дані зміни можуть не спричинити значного зниження потужності та реєстрації

помилку системою самодіагностики, однак вони можуть спричинити зростання витрати палива та погіршення екологічних показників.

Точно визначити час відкриття кожної форсунки в аналогічних умовах можливо, порівнявши сигнали різних форсунок двигуна. Робочий цикл електромагнітної форсунки двигуна AJ20-D при мінімальній частоті обертання колінчастого вала в режимі холостого ходу показано на рис. 3. Основна доза палива подається між лініями 3 і 4, після 2-х попередніх впорскувань палива, що необхідні для зниження жорсткості роботи двигуна. У даному режимі час основного впорскування для справної форсунки (рис. 3А) становить приблизно 561 мікро секунд. Про значне коригування кількості палива і, як наслідок, погіршення розпилення, свідчить зростання часу до 751 мікро секунд у іншій форсунки (рис. 3В).

Для п'єзоелектричних форсунок можливо виконати аналогічну перевірку, однак необхідно враховувати, що п'єзоелектрична форсунка має іншу форму сигналу. Сигнал справної п'єзоелектричної форсунки двигуна AJ21-D показано на рис. 4. Осцилограма показує струм, що споживає форсунка (1), напругу живлення (2) і надійність з'єднання з масою (3). Можна виділити декілька попередніх впорскувань палива і основне (між лініями 4 і 5) аналогічно, як і для електромагнітної форсунки. Продуктивність форсунки буде визначати саме час основного впорскування.

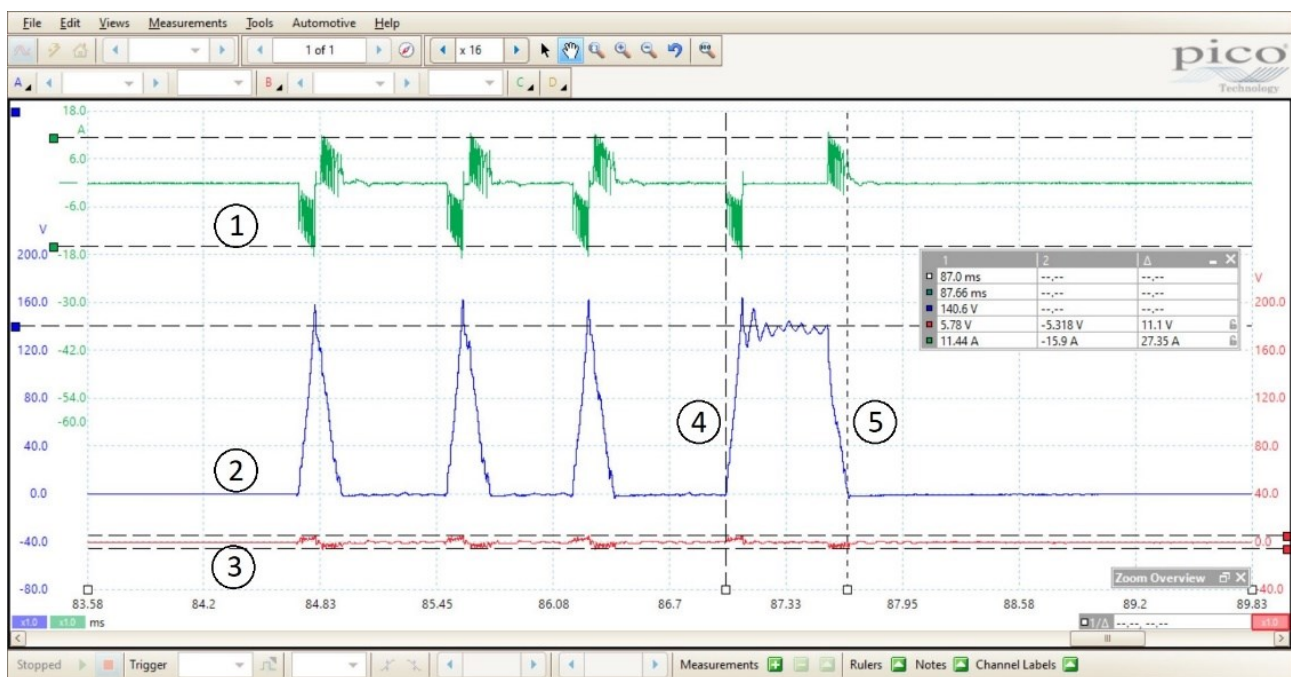


Рис. 4. Сигнал п'єзоелектричної форсунки

Іншим ефективним інструментальним методом перевірки паливних форсунок, вважається - контроль витрати палива через зворотну магістраль [8]. Оскільки, до кожної форсунки Common Rail подається однаковий тиск і, відповідно, однакова кількість палива, якщо в певній форсунці, за один цикл впорскування погіршиться розпилення, більше палива буде повертатись через зворотну магістраль. Таким чином, контролюючи кількість палива, що повернулася з кожної форсунки протягом певного часу, можливо визначити форсунку, яка має недостатню подачу палива в циліндр (наприклад, через забруднення розпилювача). Аналогічно, можливо визначити форсунку з дефектним запірним механізмом, яка матиме надмірну витрату палива.

Як приклад, на рис. 5 показано результати перевірки кількості палива в зворотній магістралі для 4-циліндрового дизеля в режимі холостого ходу. За результатами даного тесту встановлено, що об'єм палива з форсунки №1 - 53 мл, форсунки №2 - 21 мл, форсунки №3 - 21 мл, форсунки №4 - 13 мл. Згідно даних виробника паливної апаратури BOSCH, максимально допустима кількість палива, що повертається з форсунки в зворотну магістраль може бути в 3 рази більше, ніж найменша виміряна кількість палива. Таким чином, оскільки кількість палива з форсунки №4 становить 13 мл, максимальна кількість палива може бути не більше ніж $13 \text{ мл} \times 3 = 39 \text{ мл}$. Форсунка №1 має кількість палива в зворотній магістралі 53 мл і, таким чином, перевищує максимально допустиму. Отже, можливо зробити висновок, що форсунка №1 несправна і її необхідно перевірити на стенді або замінити.



Рис. 5. Перевірка витрати палива через зворотну магістраль паливних форсунок

Перевірка елементів паливної системи високого тиску на стенді вважається найбільш надійним та універсальним методом діагностики. Відповідні діагностичні стенди дозволяють перевіряти як ПНВТ і форсунки з механічним, так і з електронним управлінням [9]. Однак, даний метод діагностики паливної апаратури дизеля є найбільш трудомістким та довготривалим, оскільки потребує демонтажу елементів з двигуна та використання спеціального обладнання.

Методика перевірки паливних форсунок на діагностичному стенді базується на комплексній оцінці електричних параметрів робочого елемента (п'єзоелектричний або електромагнітний) та гідравлічних показників роботи розпилювача. Процес розділений на кілька ключових етапів. На першому етапі перевіряються електричні показники паливної форсунки (eRLC - Extended Resistance (R), Inductance (L), and Capacitance (C)), що дозволяє визначити стан робочого елемента без подачі палива. Наприклад, для п'єзоелектричної форсунки перевіряється опір, який дозволяє визначити стан ізоляції та внутрішніх з'єднань і для справної форсунки має бути в межах 175–200 кОм. Вимірювання ємності дозволяє оцінити деградацію п'єзоелемента, що у справної форсунки знаходиться в діапазоні 1.80–5.60 мкФ.

На другому етапі виконується оцінка динамічних параметрів (RSP - Response Parameter та NOP - Nozzle Open Pressure). Ці параметри визначають швидкість реакції форсунки на електричний сигнал та механічну готовність до роботи. Затримка впорскування (RSP) вимірює час від подачі сигналу до моменту реального виходу палива. Норма становить 100–420 мкс. При перевірці тиску відкриття сопла (NOP) стенд фіксує мінімальний тиск, при якому піднімається голка розпилювача, еталонне значення – 12-19 МПа.

Третій етап передбачає гідравлічні перевірки (IVM – Injection Volume Measurement). Форсунка перевіряється в різних режимах навантаження, що імітують реальну роботу двигуна. На кожному етапі вимірюється об'єм впорскування (Injection dosage) та об'єм зливу в звороту паливну магістраль (Return dosage). Особлива увага приділяється аналізу кількості палива, що повертається в бак через зворотну магістраль. Наприклад, у режимі Leak test норма зливу становить 0–1 мм³/год. Значне перевищення цього показника вказує на внутрішній механічний знос клапана, що призводить до падіння тиску в усій паливній системі.

На рис 6. показано результати перевірки справної (А) та дефектної (В) п'єзоелектричної паливної форсунки Bosch. Як видно, всі параметри справної форсунки знаходяться в межах заданих допусків. Натомість, у дефектної форсунки збільшений час затримки впорскування, підвищений тиск відкриття сопла, значний злив палива у зворотню магістраль та недостатній об'єм подачі палива в режимі середніх навантажень (IVM 4). Виявлені дефекти свідчать про блокування отворів розпилювача та зношений дозувальний клапан.

Аналогічно, процедура перевірки ПНВТ на стенді складається з декількох етапів, що імітують різні режими роботи двигуна [10]. Кількість та послідовність етапів буде залежати від типу і моделі ПНВТ, що перевіряється. Наприклад, для ПНВТ паливної системи Common Rail, процес перевірки складається з наступних етапів: перевірка опору обмотки датчика температури палива (як правило становить 1500 Ом при 20°C) та опору дозувального клапана, який має бути в межах 2.5–4.5 Ом.

Piezoelectric Bosch fuel injector no. 0445116024					Piezoelectric Bosch fuel injector no. 0445116024				
eRLC	Resistance [175–200 kΩ]		Capacitance [1.80–5.60 μF]		eRLC	Resistance [175–200 kΩ]		Capacitance [1.80–5.60 μF]	
	182		2.30			186		2.98	
RSP	Injection delay [100–420 μs]				RSP	Injection delay [100–420 μs]			
	208					387			
NOP	Nozzle open pressure [12–19 MPa]				NOP	Nozzle open pressure [12–19 MPa]			
	14					23			
Test	Injection dosage		Return dosage		Test	Injection dosage		Return dosage	
Leak test [mm ³ /H] 160 MPa, 85 s	0		0–1	0.33	Leak test [mm ³ /H] 160 MPa, 85 s	0		0–1	12.54
IVM 1 [mm ³ /H] 180 MPa, 800 μs	36.10–44.25	39.17	2–18	9.18	IVM 1 [mm ³ /H] 180 MPa, 800 μs	36.10–44.25	42.64	2–18	34.75
IVM 2 [mm ³ /H] 80 MPa, 190 μs	0.24–2.16	1.22			IVM 2 [mm ³ /H] 80 MPa, 190 μs	0.24–2.16	0.34		
IVM 3 [mm ³ /H] 30 MPa, 535 μs	1.68–5.20	4.27			IVM 3 [mm ³ /H] 30 MPa, 535 μs	1.68–5.20	1.84		
IVM 4 [mm ³ /H] 80 MPa, 490 μs	12.24–18.00	16.31			IVM 4 [mm ³ /H] 80 MPa, 490 μs	12.24–18.00	9.34		

A

B

Рис. 6. Результати перевірки справної (А) та дефектної (В) п'єзоелектричної паливної форсунки на стенді

Далі виконується перевірка на пускових обертах: стенд встановлює частоту обертання 200 хв⁻¹ та тиск 250 бар для перевірки здатності насоса забезпечити пуск двигуна. Наступний етап передбачає перевірку в режимі холостого ходу при частоті обертання вала 400 хв⁻¹ та тиску 300 бар та випробування під повним навантаженням при 2000 хв⁻¹ в та тиску 1400 бар (або максимальному для конкретної моделі) для оцінки максимальної продуктивності. На завершальному етапі виконується перевірка клапана регулювання тиску, під час якої оцінюється стабільність утримання тиску при зміні струму на дозуючому клапані.

Висновки

На основі проведеного аналізу методів діагностування паливної апаратури високого тиску дизелів встановлено, що сучасні паливні системи з електронним управлінням вимагають принципово нових підходів до діагностування через складну будову та низькі допустимі відхилення робочих показників. Важливий етап процесу діагностування полягає у виявленні зовнішніх ознак неполадки, що дозволяє в подальшому сформулювати оптимальну стратегію діагностики та вибрати правильні методи локалізації дефектного компонента. Систематизація методів діагностування дозволяє поєднати використання бортової самодіагностики OBD, електричних вимірювань з використанням осцилографа та індивідуальної перевірки елементів паливної системи високого тиску на стенді. Практичне значення роботи полягає у розробці структурованого підходу, що дозволяє визначити гідравлічні або електричні неполадки без зайвого демонтажу компонентів. Впровадження запропонованого підходу забезпечує швидке прийняття рішення про доцільність ремонту, що мінімізує витрати на експлуатацію паливної системи високого тиску автомобілів з дизелем.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] *Bosch automotive handbook*, 11th edition. Germany: Robert Bosch GmbH, 2022, 2044 pp.
- [2] R. Payri, F. J. Salvador, J. Gimeno, and T. Montiel, "Aging of a Multi-Hole Diesel Injector and Its Effect on the Rate of Injection", *SAE Technical Paper*, no. 2020-01-0829, pp. 1-11. 2020.
- [3] T. Osipowicz, and M. Lisowski, "The influence of corrosion phenomena on operational parameters of modern fuel injectors CI-engines", *Combustion Engines*, no. 171(4), pp. 17-23. 2017.
- [4] K. Reif, *Diesel Engine Management. Systems and Components*, 5th edition. Germany: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2014, 370 pp.
- [5] T. Denton, *Advanced automotive fault diagnosis*, 5th edition. London: Routledge, 2021, 396 pp.
- [6] G. Wright. *Fundamentals of medium-heavy duty diesel engines*. Burlington, Massachusetts: Jones and Bartlett Learning, 2015, 1394 pp.
- [7] А. О. Корпач, та О. О. Левківський, «Використання цифрового осцилографа для перевірки технічного стану паливної апаратури дизеля» на *Всеукр. наук.-практ. конф. Перспективи розвитку автомобільного транспорту та інфраструктури*, Київ: ДП «ДержавтотрансНДІпроект», 2023, с. 255-258.
- [8] А. О. Корпач, О. О. Левківський, та О. А. Корпач, «Методи діагностування паливної апаратури автомобільних дизелів» на *XVIII Міжнар. наук.-практ. конф. Сучасні технології та перспективи розвитку автомобільного транспорту*, Вінниця: ВНТУ, 2025, с. 240–243.

[9] T. Osipowicz, K. F. Abramek, and T. Stoeck, "Testing of modern common rail fuel injectors", *Combustion Engines*, no. 162(3), pp. 688-694. 2015.

[10] Ž. M. Bulatović, D. M. Knežević, S. Lj. Biočanin, and M. S. Timotijević, "Testing high-pressure pumps on the BOSCH test bench", *Engineering Today*, no. 1, pp. 1-13. 2024.

Корпач Анатолій Олександрович – канд. техн. наук, професор, професор кафедри двигунів і теплотехніки, <https://orcid.org/0000-0002-7070-7883>, e-mail: akorpach@ukr.net

Корпач Олексій Анатолійович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри автомобілів, <https://orcid.org/0000-0002-2496-4395>, e-mail: o.korpach@ntu.edu.ua

Національний транспортний університет, м. Київ

Левківський Олександр Олександрович – канд. техн. наук, інструктор з технічного навчання, <https://orcid.org/0000-0002-2951-2312>, e-mail: oleksandr.levkivskyi@gmail.com

Товариство з обмеженою відповідальністю «Віннер Імпорте Україна, ЛТД», м. Київ

A. Korpach¹
O. Levkivskyi²
O. Korpach¹

Advanced diagnostics of high-pressure diesel injection systems

¹National Transport University
²LLC "Winner Imports Ukraine, LTD"

The article examines modern diagnostic methods for diesel high-pressure fuel systems, specifically the Common Rail accumulator-type system. Particular attention is paid to the systematization of approaches for detecting faults in precision components, such as electromagnetic or piezoelectric injectors and high-pressure fuel pumps (HPFP), which allows for increased accuracy in defect localization.

The object of the investigation - The methods and tools for technical diagnostics of fuel injection equipment in modern diesel engines.

A comprehensive diagnostic process is considered, including visual assessment, exhaust gas color analysis, the use of on-board diagnostics (OBD), and instrumental testing using a digital oscilloscope. It has been established that the integration of digital technologies allows for real-time monitoring of fuel delivery correction parameters via data loggers or oscilloscopes, which simplifies the detection of cylinder imbalance.

A methodology for non-intrusive testing of HPFP performance and system tightness using fuel rail pressure waveforms is described. An algorithm for assessing the condition of electromagnetic and piezoelectric injectors is defined through the analysis of voltage signals, current strength, and activation time, as well as fuel return flow control.

The stages of testing fuel equipment on diagnostic benches, based on measuring electrical parameters, dynamic characteristics, and hydraulic indicators under various load modes, are covered in detail. It is proven that this approach provides the most reliable results when making decisions regarding the repair or replacement of units.

The results highlighted in the article can be used to develop structured maintenance algorithms that minimize operation and repair costs for modern diesel engines.

Key words: diesel, high-pressure fuel system, common rail, diagnostics, fuel injector, HPFP, OBD, oscilloscope.

Korpach Anatolii – Cand. Sc. (Eng.), Professor, Professor Department of Engines and Heating Engineering, <https://orcid.org/0000-0002-7070-7883>, e-mail: akorpach@ukr.net

Levkivskyi Oleksandr – Cand. Sc. (Eng.), Technical Trainer, <https://orcid.org/0000-0002-2951-2312>, e-mail: oleksandr.levkivskyi@gmail.com

Korpach Oleksii – Cand. Sc. (Eng.), Associate Professor, Associate Professor Department of Automobiles, <https://orcid.org/0000-0002-2496-4395>, e-mail: o.korpach@ntu.edu.ua

ДО ВИЗНАЧЕННЯ МАНЕВРНОСТІ ШАРНІРНО-ЗЧЛЕНОВАНОГО АВТОБУСА ІЗ САМОУСТАНОВЛЮВАЛЬНИМИ КОЛЕСАМИ ОСІ ПРИЧЕПА

Луцький національний технічний університет

У статті досліджено особливості забезпечення маневреності шарнірно-зчленованих автобусів (ШЗА) великої та особливо великої місткості загальною довжиною до 22,0 м. У світовій практиці широко застосовуються шарнірно-зчленовані автобуси (ШЗА), проте їх експлуатація пов'язана з низкою конструктивних та експлуатаційних обмежень, зокрема щодо маневреності та стійкості руху. В Україні Правилами дорожнього руху дозволена максимальна довжина автопоїзда до 22 м, що відкриває можливості підвищення пасажиромісткості транспортних засобів, однак водночас ускладнює забезпечення нормативних показників маневреності відповідно до вимог ДСТУ UN/ECE R 36-03:2002. У зв'язку з цим актуальним є дослідження параметрів руху шарнірно-зчленованих автобусів та пошук конструктивних рішень, які дозволяють вирішити проблеми забезпечення належної маневреності та стійкості руху подібних транспортних засобів.

У роботі розглянуто особливості повороту шарнірно-зчленованого автобуса у складі автобуса та одновісного причепа. Показано, що за наявності некерованих коліс причепа під час повороту на його колесах виникають бічні сили, які спричиняють бічне відведення, а в подальшому – ковзання коліс по дорожній поверхні. Це може призвести до погіршення стійкості руху автопоїзда, тому для оцінювання максимально допустимої бази некерованого причепа запропоновано використовувати додатковий критерій – максимально допустимий кут відведення його коліс. На основі розробленої математичної моделі виконано порівняння мінімально допустимого кута складання та радіуса повороту причепа з їх реальними значеннями. Встановлено, що шарнірно-зчленований автобус з некерованим причепом базою 8 м не задовольняє вимог нормативного документа ДСТУ UN/ECE R 36-03:2002 щодо маневреності.

Показано, що у разі застосування самоустановлювальних коліс причіпної бічні сили на осі причепа наближаються до нуля. За таких умов мінімальний кут складання і мінімальний радіус повороту причепа перевищують допустимі і ШЗА задовольняє вимогам ДСТУ UN/ECE R 36-03:2002 щодо маневреності, проте відкритим залишається питання щодо стійкості руху такого автобуса, що необхідно вирішувати.

Ключові слова: шарнірно-зчленований автобус, бічні сили, кут відведення, кут складання, маневреність, радіус повороту, габаритна довжина.

Вступ

На сьогоднішній день автобуси займають передові позиції в індустрії пасажирських перевезень, а світовий парк налічує більше 500 млн. одиниць різної пасажиромісткості – від особливо малої до особливо великої. На жаль, в Україні склалась ситуація, коли в містах до 80-90% за чисельністю складають автобуси малої та особливо малої місткості, в той час як питома вага чисельності автобусів великої та особливо великої місткості повинна складати від 30 до 60% [1]. Автобуси великої і особливо великої місткості, як правило, шарнірно-зчленовані (ШЗА) з мотор-колісним приводом; нетрадиційними силовими установками, у тому числі з гібридними джерелами енергії, дуобуси (автобуси-тролейбуси) з двома джерелами енергії – тепловим двигуном і електричним двигуном [2]. Габаритна довжина таких автобусів обмежена на рівні 18,5 м. Пояснюється це необхідністю виконання вимог ДСТУ UN/ECE R 36-03:2002 "Єдині технічні приписи щодо офіційного затвердження пасажирських транспортних засобів великої місткості стосовно загальної конструкції (Правила ЄЕК ООН №36-03:1993, IDT)": внутрішній радіус повороту повинен складати 5,3 м, а найбільш виступаюча від центра повороту точка автобуса повинна описувати дугу радіусом 12,5 м.

Згідно з Правилами дорожнього руху України [Правила], максимально допустима загальна довжина автопоїзда становить 22,0 м [3]. Така довжина дає змогу істотно підвищити пасажиромісткість шарнірно-зчленованих автобусів. Разом із тим залишаються невирішеними питання забезпечення їх належної маневреності та стійкості під час руху. Тому дослідження й удосконалення маневрених характеристик ШЗА довжиною до 22,0 м є актуальним науково-практичним завданням.

Аналіз літературних джерел

У процесі експлуатації шарнірно-зчленованих автобусів (ШЗА) важливо визначати конфігурацію та ширину проїзної частини, які забезпечують безпечний рух і вписування транспортного засобу в задану

смугу. Також необхідно враховувати геометричні параметри автопоїздів, що впливають на можливість їх проїзду за наявності відомих характеристик дорожньої ділянки на в'їзді та виїзді. З цією метою визначають ключові показники маневреності – габаритні радіуси повороту та габаритну смугу руху. Розрахунок цих параметрів може здійснюватися як на основі кінематичних, так і динамічних моделей.

У праці [4] запропоновано модульний алгоритмічний підхід до кінематичного моделювання зчленованих автобусів. Так, наприклад, кінематичні моделі застосовують за умови чистого кочення коліс усього транспортного засобу, тобто за відсутності ковзання чи прослизання, що є обґрунтованим припущенням для режимів малошвидкісного маневрування. Запропонований підхід дозволив отримати компактні нелінійні моделі, які завдяки модульній структурі зберігають чітку геометричну інтерпретацію шарнірно-зчленованого автобуса. Досліджено автобуси різних компоновальних схем, зокрема з розташуванням ведучої осі як на тяговому модулі, так і на причепі.

У роботі [5] встановлено, що взаємодія між осями та ланками транспортного засобу може спричинити специфічні коливальні процеси причепів під час виконання маневрів. На прикладі пари ланок виявлено закономірності їх повороту, які надалі екстрапольовано на автопоїзд із довільною кількістю причепів. Чисельні результати, отримані для кінематичної моделі з трьома причепами, підтверджують теоретичні положення та забезпечують кількісне уявлення про досліджувану проблему.

Автори праці [6] зазначають, що для автопоїздів напівпричіпного типу кінематичне описання системи є складнішим порівняно з традиційною причіпною схемою. У такому випадку кути повороту керованих коліс причіпних модулів формуються на основі нелінійного зворотного зв'язку, який залежить від початкової конфігурації всієї системи.

У роботі [7] подано концепцію та здійснено аналіз стійкості системи керування зі зворотним зв'язком, призначеної для відстеження заданої траєкторії руху автопоїзда. Формалізований аналіз замкнутої системи дозволяє визначити достатні умови для асимптотичного відтворення так званих еталонних траєкторій як із сталою, так і зі змінною в часі кривизною. Запропонований каскадний алгоритм керування траєкторією забезпечує ефективне розв'язання задачі кінематичного відстеження руху багатоланкового автопоїзда.

Також, у роботі [8] пропонується алгоритм керування відстежуванням траєкторії MPC (Model Predictive Control), що включає диференціальне керування гальмуванням. На першому етапі розглядається модель для відстеження траєкторії руху тягача і причіпних ланок. В умовах роботи на низькій швидкості розроблений алгоритм ПІД (пропорційно-інтегральної похідної) використовується для розрахунку відхилення причіпних ланок від заданого курсу. На другому етапі створюється модель динаміки транспортного засобу для розробки стратегії керування диференціальним гальмуванням (алгоритм Fuzzy PID). В умовах високошвидкісної роботи цей алгоритм використовується для усунення додаткового моменту ризику, пов'язаного з коливаннями кута складання. Імітаційні моделі створюються з використанням MATLAB/Simulink та TruckSim для чисельної експериментальної перевірки. Результати чисельного експерименту показують, що запропонований у цій роботі метод диференціального управління гальмуванням дозволяє підвищити маневреність транспортних засобів, що рухаються на малих швидкостях, та стійкість транспортних засобів, що рухаються на високих швидкостях без зниження точності траєкторного управління. Нестійкі зчленовані транспортні засоби становлять серйозну загрозу для інших транспортних засобів, що рухаються в одному потоці [9]. Для зчленованих транспортних засобів характерні три типи нестабільності: змієподібний рух, складання та перекидання. Зчленований транспортний засіб, схильний до будь-якої з цих нестабільностей, може призвести до серйозних аварій. У цій роботі розроблено систему управління (NMPC), в якій застосоване роздільне гальмування коліс причепа для поліпшення стійкості зчленованого транспортного засобу. Проведені дослідження показали, що контролер NMPC може запобігти відміченим нестабільностям та покращити загальну керованість та безпеку зчленованого транспортного засобу. У роботі [10] побудовано модель нелінійної системи зчленованих транспортних засобів із сімома ступенями свободи (DOF), що включає модель динаміки транспортного засобу, модель шини та гідравлічної системи рульового керування, а також лінеаризовану ідеальну еталонну модель. Створено багаторівневий контролер крутного моменту верхнього рівня LQR та контролер стійкості зчленованого транспортного засобу PSO. Ефективність контролера крутного моменту верхнього рівня LQR для зчленованого транспортного засобу на різних швидкостях і завданнях керування порівнюється та аналізується за допомогою керування з прямим і зворотним зв'язком. Показано, що управління зчленованими транспортними засобами за допомогою контролерів LQR та PSO є кращим, ніж роздільне управління ланками транспортних засобів. У роботі [11] наведено скоординований підхід до керування тягачем з причепом, що дозволяє досягти задовільних характеристик відстеження траєкторії, одночасно гарантуючи обмеження кінематики транспортного

засобу та динамічні маневри. У цій роботі, спрямованій на вирішення проблеми відстеження шляху із затримками в контурі управління, наведено метод управління з прогнозуванням моделі, який враховує компенсацію затримок. По-перше, нелінійна модель динаміки транспортного засобу з затримкою перетворюється на лінійну дискретну систему, що змінюється в часі без затримок шляхом розширення команди затримки рульового управління до змінних стану системи, а потім вона використовується в якості прогнозуючої моделі. Розроблена модель може значно покращити надійність та стабільність системи.

У праці [12] увагу зосереджено на створенні компактних і зручних для практичного застосування математичних моделей зчленованих транспортних засобів, призначених для задач планування руху, керування та локалізації. Автори запропонували модульний алгоритмічний підхід до кінематичного моделювання неголономних багатоланкових автобусів. Такі моделі є коректними за умови чистого кочення всіх коліс без бокового ковзання, що є обґрунтованим припущенням у режимах низькошвидкісного маневрування.

У роботі [13] подано одноколієне динамічне представлення зчленованого автобуса, яке базується на припущенні про незначні поперечні прискорення передньої частини кузова та малі кути складання. Отримані результати створюють підґрунтя для більш точної оцінки динамічної поведінки автобуса та подальшого дослідження його руху на вищому рівні складності.

Математичні моделі різної складності потребують значного обсягу достовірної інформації щодо конструктивних характеристик ШЗА та параметрів шин. Окрім цього, ефективність аналізу маневреності істотно залежить від адекватного вибору розрахункової схеми, яка максимально враховує ключові чинники, що впливають на експлуатаційні властивості, а також від точності визначення сил взаємодії пневматичних шин із дорожнім покриттям [13].

З огляду на це, попередню оцінку показників маневреності доцільно виконувати, припускаючи бічну жорсткість коліс. У такому разі похибка визначення габаритних радіусів повороту, ширини габаритної смуги руху та відхилень траєкторій ведених ланок відносно ведучої не перевищує 13 % [2].

У дослідженні [15] розглянуто можливість підвищення маневреності шарнірно-зчленованого автобуса шляхом застосування динамічного способу керування, зокрема за рахунок гальмування одного з коліс візка. Водночас покращення маневрених характеристик може бути досягнуте й кінематичними методами.

Метою роботи є підвищення маневреності ШЗА шляхом використання самоустановлювальних коліс причіпної ланки.

Для досягнення мети роботи необхідно вирішити такі завдання:

- розробити схему повороту і визначити кут складання ШЗА, радіус повороту автобуса і некерованого причепа;
- визначити допустимі значення кута складання і радіуса повороту автобуса і причепа за умови виконання приписів Правил 36;
- визначити максимальну базу причепа із самоустановлювальними колесами причіпної ланки.

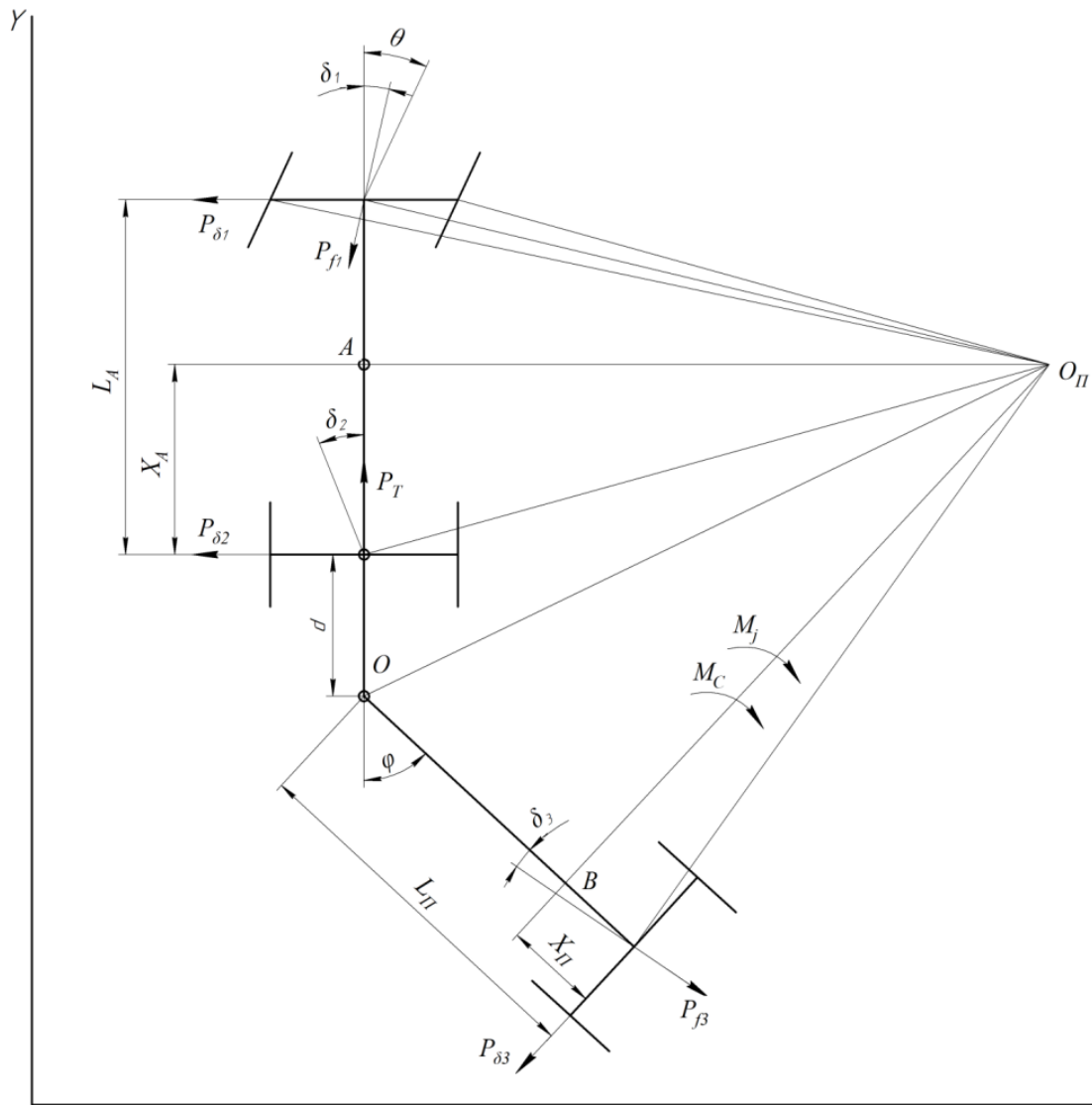
Результати дослідження

Максимально допустиму базу некерованого причепа оцінюють по габаритній смугі руху ШЗА по перехідним кривим доріг і на перехрестях [16].

При поворотах ШЗА, у складі автобуса і одновісного причепа, на його колесах з'являються бічні сили, що викликають бічне відведення, а потім і ковзання їх по поверхні дороги, що може призвести до порушення стійкості руху автопоїзда і підвищеного зношення шин коліс причепа, тобто для оцінки максимально допустимої бази причепа додатковим критерієм може служити максимально допустимий кут відведення його коліс.

На рис. 1 наведено розрахункову схему рівномірного повороту шарнірно-зчленованого автобуса. За загальної довжини транспортного засобу близько 22 м та переднього і заднього звисів по 3,0 м база як автобуса, так і причепної ланки не повинна перевищувати 8 м. Під час статичного повороту сили, що діють на осі ШЗА, зводяться до поперечних (бічних) та поздовжніх (тангенціальних), прикладених у центрах осей, а всі моменти — до результуючого моменту опору повороту. Оскільки бічні сили суттєво переважають поздовжні, при визначенні кутів відведення коліс напівпричепа впливом поздовжніх сил можна знехтувати.

Бічні сили, що виникають при повороті ШЗА, можуть бути визначені через коефіцієнти опору відведення k_{y_i} і кути відведення δ_i [16] наступними залежностями, рис.1:



X

Рис. 1. Розрахункова схема рівномірного повороту ШЗА

$$\begin{aligned}
 P_{\delta_{1\epsilon}} &= k_{\delta_{1\epsilon}}(\theta - \delta_{\delta_{1\epsilon}}) = k_{\delta_{1\epsilon}} \cdot \frac{L_A - x_A}{R_A - 0,5B}, \\
 P_{\delta_{1\zeta}} &= k_{\delta_{1\zeta}}(\theta - \delta_{\delta_{1\zeta}}) = k_{\delta_{1\zeta}} \cdot \frac{L_A - x_A}{R_A + 0,5B}, \\
 P_{\delta_{2\epsilon}} &= k_{\delta_{2\epsilon}}\delta_{\delta_{2\epsilon}} = k_{\delta_{2\epsilon}} \cdot \frac{x_A}{R_A - 0,5B}, \\
 P_{\delta_{2\zeta}} &= k_{\delta_{2\zeta}}\delta_{\delta_{2\zeta}} = k_{\delta_{2\zeta}} \cdot \frac{x_A}{R_A + 0,5B}, \\
 P_{\delta_{3\epsilon}} &= k_{\delta_{3\epsilon}}\delta_{\delta_{3\epsilon}} = k_{\delta_{3\epsilon}} \cdot \frac{x_{II}}{R_n - 0,5B}, \\
 P_{\delta_{3\zeta}} &= k_{\delta_{3\zeta}}\delta_{\delta_{3\zeta}} = k_{\delta_{3\zeta}} \cdot \frac{x_{II}}{R_n + 0,5B},
 \end{aligned} \tag{1}$$

де індекси «ε» і «ζ» відносяться відповідно до внутрішнього і зовнішнього коліс.

У рівняннях (1) коефіцієнти опору відведення як внутрішнього, так і зовнішнього колеса і коліс різних осей не рівні між собою. Проте на першому етапі розрахунків приймемо їх рівними, тобто:

$$k_{\delta_{1\epsilon}} = k_{\delta_{1\zeta}} = k_{\delta_{2\epsilon}} = k_{\delta_{2\zeta}} = k_{\delta_{3\epsilon}} = k_{\delta_{3\zeta}} \tag{2}$$

Запишемо рівняння рівноваги усіх моментів, що діють на ШЗА, відносно точки точки зіпкки автобуса з причепом (точка O), рис. 1. Отримаємо:

$$(P_{\delta_{1\epsilon}} + P_{\delta_{1\zeta}})(L_A + d) + (P_{\delta_{2\epsilon}} + P_{\delta_{2\zeta}})d - (P_{\delta_{3\epsilon}} + P_{\delta_{3\zeta}})L_{II} = 0 \tag{3}$$

Розв'язок рівняння (3), з урахуванням (1), дозволяє визначити зміщення полюса повороту автобуса:

$$x_A = \frac{L_A+d}{(1+k)}, \quad (4)$$

де $k = \frac{x_{II}L_{II}}{x_A L_A}$.

У виконаних конструкціях шарнірно-зчленованих автобусів бази автобуса і причепа майже однакові, тобто для подальших розрахунків можна прийняти $L_A=L_{II}$. Тоді $k = \frac{x_{II}}{x_A}$.

З урахуванням (4), визначимо кути бічного відведення коліс осей ШЗА:

$$\begin{aligned} \theta - \delta_{\delta 1e} &= \frac{L_A(1+k)-(L_A+d)}{(1+k)(R_A-0,5B)}; & \theta - \delta_{\delta 1z} &= \frac{L_A(1+k)-(L_A+d)}{(1+k)(R_A+0,5B)}; \\ \delta_{\delta 2e} &= \frac{L_A+d}{(1+k)(R_A-0,5B)}; & \delta_{\delta 2z} &= \frac{L_A+d}{(1+k)(R_A+0,5B)}; \\ \delta_{\delta 3e} &= \frac{k(L_A+d)}{(1+k)(R_A-0,5B)}; & \delta_{\delta 3z} &= \frac{k(L_A+d)}{(1+k)(R_A+0,5B)}. \end{aligned} \quad (5)$$

Аналіз рівнянь (5) показує, що без врахувань перерозподілу нормальних реакцій опорної поверхні на колеса осей ШЗА $\delta_{ie} > \delta_{iz}$, причому $\delta_{3e} > \delta_{2e} > \delta_{1e}$, тобто максимальну припустиму базу причепа слід оцінювати по максимальному куту бічного відведення його внутрішнього колеса.

Якщо база L_{II} і колія B причепа відповідають заданому режиму повороту ШЗА, то повинна виконуватися наступна умова [16]:

$$\delta_{3e,max} < [\delta_{3e,max}], \quad (6)$$

де $\delta_{3e,max}$ – реальний максимальний кут бічного відведення внутрішнього колеса задньої осі причепа, що залежить від режиму повороту автопоїзда; $[\delta_{3e,max}]$ – максимально допустимий кут бічного відведення того ж колеса, що залежить від характеристики шини.

Умову (6) за радіусом повороту причепа R_{IImin} запишемо у вигляді:

$$R_{IImin} > [R_{IImin}], \quad (7)$$

де R_{IImin} – реальний мінімальний радіус повороту причепа, що залежить від режиму повороту ШЗА; $[R_{IImin}]$ – мінімально допустимий радіус повороту причепа, що залежить від $[\delta_{3e,max}]$.

Умова (7) по куту складання ϕ , див. рис. 1, набуває вигляду:

$$\varphi_{min} > [\varphi_{min}], \quad (8)$$

де φ_{min} – реальний мінімальний кут складання ШЗА; $[\varphi_{min}]$ – мінімально допустимий кут складання ШЗА, що залежить від R_{IImin} .

$$[\varphi_{min}] = \pi - \arctg \frac{L_A+d}{R_A(1+k)} - \arctg \frac{[R_{IImin}]}{\frac{L_{II}(1+k)-k(L_A+d)}{1+k}}, \quad (9)$$

Дійсне значення кута φ_{min} визначають з урахуванням конкретного режиму повороту шарнірно-зчленованого автобуса. Під час дослідження маневру автопоїздів за початкову траєкторію руху тягача зазвичай приймають колову криву, тоді як вихідною вважають прямолінійну ділянку [17]. За таких умов траєкторія входу причепа описується трактрисою кола, а траєкторія виходу – трактрисою прямої.

Для зазначеного режиму повороту фактичний (розрахунковий) кут φ під час входу автопоїзда в криву визначається відповідно до залежностей, наведених у [16].

при $\lambda = \frac{R_{II}}{L} > 1$:

$$\operatorname{tg} \frac{\varphi}{2} = \frac{\sqrt{\lambda^2-1}[(\lambda+\sqrt{\lambda^2-1})e^{\phi\sqrt{\lambda^2-1}}+1]}{(\lambda+1)[\lambda+\sqrt{\lambda^2-1})e^{\phi\sqrt{\lambda^2-1}}-1]}, \quad (10)$$

при $\lambda = \frac{R_{II}}{L} = 1$:

$$\operatorname{tg} \frac{\varphi}{2} = \frac{1}{1+\varphi}, \quad (11)$$

при $\lambda = \frac{R_{II}}{L} < 1$:

$$\operatorname{tg} \frac{\varphi}{2} = \frac{\sqrt{1-\lambda^2}}{1+\lambda} \operatorname{tg} \left[\arctg \frac{\sqrt{1-\lambda^2}}{1-\lambda} - 0,5\theta\sqrt{1-\lambda^2} \right], \quad (12)$$

де θ – кут повороту керованих коліс автобуса.

Приймаючи до уваги максимально допустимий зовнішній габаритний радіус повороту $R_{3z} = 12,5$ м [2], мінімальний радіус повороту автобуса, база якого $L = 8,0$ м, передній звис $l_{3p} = 2,5$ м, задній звис $l_{3z} = 3,5$ м реальний радіус повороту автобуса $R_A = 6,81$ м.

База причепа складає також $L_{\Pi} = 8,0$ м, тобто при визначенні реального мінімального кута складання ШЗА необхідно використовувати формулу (12). При цьому $\lambda = \frac{R_{\Pi}}{L} = 0,73 < 1$. Тоді, використовуючи формулу (12), для кута складання ШЗА отримаємо $\varphi = 1,15$ рад (65,9 град) і $[\delta_{3z, max}] = 0,015$ рад.

Мінімально допустимий радіус повороту причепа:

$$[R_{\Pi min}] = \frac{k(L_A + d)(R_A - 0,5B)}{k \cdot (L_A + d)} = R_A - 0,5B = 6,56 \text{ м}$$

Мінімально допустимий кут складання φ_{min} визначається за формулою (9) і склав:

$$[\varphi_{min}] = 0,98 \text{ рад} = 56,2^{\circ}.$$

Реальний кут складання:

$$\varphi = \arctg\left(2 \frac{\sqrt{1-\lambda^2}}{1+\lambda} \operatorname{tg}\left[\arctg \frac{\sqrt{1-\lambda^2}}{1-\lambda} - 0,5\theta\sqrt{1-\lambda^2}\right]\right) = 1,13 \text{ рад} = 64,75^{\circ},$$

де $\theta = 0,6$ рад.

Реальний мінімальний радіус повороту причепа, що залежить від режиму повороту ШЗА визначатиметься як:

$$R_{\Pi min} = \frac{X_{\Pi}}{\operatorname{tg}\delta_{3z}} = \frac{k \frac{L_A + d}{1+k}}{\operatorname{tg}\left[\frac{k(L_A + d)}{(1+k)(R_A + 0,5B)}\right]} = 6,23 \text{ м}. \quad (13)$$

Порівнюючи між собою значення мінімального допустимого кута складання ШЗА $[\varphi_{min}]$ і реального кута складання φ , а також реальний мінімальний радіус повороту причепа $R_{\Pi min}$, що залежить від режиму повороту автопоїзда, і мінімально допустимий радіус повороту $[R_{\Pi min}]$ причепа, що залежить від $[\delta_{3z, max}]$, можна відмітити, що умови $\varphi_{min} > [\varphi_{min}]$ і $R_{\Pi min} > [R_{\Pi min}]$ не виконуються, тому у конструкції такого ШЗА необхідно передбачити систему управління причепом, наприклад, застосуванням самоустановлювальних коліс осі причепа.

У разі застосування самоустановлювальних коліс, рис. 2, можна прийняти, що кут бічного відведення коліс осі причепа $\delta_3 = 0$. Тоді рівняння рівноваги причепа, кути відведення і бічні сили запишуться у вигляді:

$$(P\delta_{1e} + P\delta_{1z})(L_A + d) + (P\delta_{2e} + P\delta_{2z})d = 0; \quad (14)$$

$$\theta - \delta_{\delta_{1e}} = \frac{L_A(1+k) - (L_A + d)}{(1+k)(R_A - 0,5B)}; \quad \delta_{\delta_{2e}} = \frac{L_A + d}{(1+k)(R_A - 0,5B)}; \quad (15)$$

$$P_{\delta_{1z}} = k_{\delta_{1z}}(\theta - \delta_{\delta_{1z}}) = k_{\delta_{1z}} \cdot \frac{L_A - X_A}{R_A + 0,5B}; \quad P_{\delta_{2e}} = k_{\delta_{2e}}\delta_{\delta_{2e}} = k_{\delta_{2e}} \cdot \frac{X_A}{R_A - 0,5B}. \quad (16)$$

Розв'язок рівняння (14) з урахуванням (1) дозволяє визначити зміщення полюса повороту X_A і кути відведення коліс першої і другої осі автобуса з урахуванням того, що коефіцієнт k дорівнює 0 (кут відведення коліс самоустановлювальної осі дорівнює 0 і миттєвий центр повороту ШЗА лежить на продовженні осі причепа). Отримане рівняння запишемо у вигляді:

$$k_{\delta_{1z}}(L_A - X_A) \frac{R_A + L_A}{R_A^2 - (0,5B)^2} \cdot (L_A + d) + k_{\delta_{2z}} X_A \cdot \frac{2R_A d}{R_A^2 - (0,5B)^2} = 0. \quad (17)$$

З урахуванням прийнятого припущення, що $k_{\delta_{1e}} = k_{\delta_{1z}} = k_{\delta_{2e}} = k_{\delta_{2z}} = k_{\delta}$ рівняння (17) запишемо у вигляді:

$$X_A[(R_A + L_A)(L_A + d) + 2R_A d] = L_A(R_A + L_A)(L_A + d) \quad (18)$$

Тоді для зміщення полюса повороту автобуса X_A отримаємо:

$$X_A = \frac{L_A(R_A + L_A)(L_A + d)}{[(R_A + L_A)(L_A + d) + 2R_A d]} \quad (19)$$

За обраних вихідних даних $L_A = 6,5$ м, $R_A = 8,21$ м, $d = 1,5$ м отримаємо $X_A = 0,264$ м.

Бічні сили на осях автобуса:

$$P_{\delta_{1e}} = k_{\delta_{1e}}(\theta - \delta_{\delta_{1e}}) = k_{\delta_{1e}} \left(L_A - \frac{L_A(R_A + L_A)(L_A + d)}{[(R_A + L_A)(L_A + d) + 2R_A d](R_A - 0,5B)} \right),$$

Сила опору коченню причепа:

$$P_f = G_n f, \quad (22)$$

де f – коефіцієнт опору коченню коліс причепа.

Нормальні реакції опорної поверхні, що діють на внутрішнє і зовнішнє колесо причепа записані у вигляді:

$$Z_6 = \frac{a_n}{2L_n} G_n - \frac{h_{g1}}{2L_n} P_{jx} - \frac{h_{g1}}{2B} P_{Bn}; \quad Z_3 = \frac{a_n}{4L_n} G_n - \frac{h_{g1}}{2L_n} P_{jxi} + \frac{h_{g1}}{2B} P_{Bn}, \quad (23)$$

де a_n – відстань від центра мас причепа до точки зчипки з автобусом; h_{g1} – висота центра мас причепа; G_n – сила тяжіння від повної маси причепа; P_{jx} – сила опору кочення причепа.

Розрахунок нормальних реакцій опорної поверхні на колеса осі причепа виконаємо за таких вихідних даних [15]:

- маса, що припадає причіп $m_n = 10000$ кг;
- сила тяжіння від повної маси причепа – $G_n = 98,1$ кН;
- база причепа 8 м;
- висота центра мас причепа – $h_{gn} = 1,15$ м;
- колія причепа $B = 2100$ мм;
- швидкість руху автопоїзда – $v = 5,0$ м/с;
- рух автопоїзда – усталений, $P_{jlx} = 0$;
- коефіцієнт опору коченню коліс причепа, $f = 0,02$;
- мінімально припустимий радіус повороту некерованого напівпричепа $[R_{nmin}] = 6,56$ м.

За таких вихідних даних відцентрова сила, сила опору коченню причепа і нормальні реакції опорної поверхні, що діють на внутрішні і зовнішні колеса причепа, склали

$$P_{Bn} = \frac{m_n v^2}{R} = 38110 \text{ Н}, \quad (24)$$

$$P_f = G_n f = 1962 \text{ Н}, \quad (25)$$

$$Z_6 = \frac{a_n}{2L_n} G_n - \frac{h_{gn}}{4L_n} P_{jx} - \frac{h_{gn}}{B} P_{Bn} = 38172 \text{ Н} \quad Z_3 = \frac{a_n}{2L_{nn}} G_n - \frac{h_{g1}}{4L_{nn}} P_{jxi} + \frac{h_{g1}}{2B} P_{Bn} = 59928 \text{ Н} \quad (26)$$

За такої суттєвої зміни реакцій по бортам возика напівпричепа необхідно враховувати зміну коефіцієнта опору бічному відведенню коліс його осей від нормального навантаження на колесо. У роботі [2] Д. А. Антонов для визначення бічної реакції на колесах осей автомобіля запропонував залежність:

$$Y = q k_{e3} \delta, \quad (27)$$

де $q = q_N q_T q_\phi q_\gamma q_\approx q_{2p} q_{3y} q_{ny}$; k_{e3} – екстремальне значення коефіцієнта k_{np} в залежності від нормальної реакції в контактні колеса з опорною поверхнею; q_N – коефіцієнт впливу на відведення перерозподілу нормальних опорних реакцій; q_T – коефіцієнт впливу тягових і гальмівних сил; q_γ – коефіцієнт кута нахилу площини колеса до опорної поверхні; q_u – коефіцієнт тиску повітря в шині; q_{e3} – коефіцієнт відведення задніх керованих коліс; q_{ne} – коефіцієнт несталого відведення; q_ϕ – коефіцієнт урахування якості дорожнього покриття; q_\approx – коефіцієнт урахування коливань колеса виникаючих при русі по нерівній поверхні; q_{2p} – у випадку руху колеса по ґрунтовій дорозі.

За експлуатації автопоїзда на дорогах із твердим покриттям та за умови номінального тиску повітря в шинах для причепа можна прийняти наступне [2]:

$$q_\approx = q_{2p} = q_{e3} = q_{ne} = q_\gamma = q_u = q_\phi = q_T = 1. \quad (28)$$

Тоді одержимо:

$$Y = q_N k_{e3} \delta. \quad (29)$$

Коефіцієнт q_N , що входить у вираз (28), визначається як [2]:

$$q_N = 1 - 0,6 \left(\frac{\Delta R_{ZE}}{R_{ZE}} \right)^2 + 0,4 \left(\frac{\Delta R_{ZE}}{R_{ZE}} \right)^3 - 0,1 \left(\frac{\Delta R_{ZE}}{R_{ZE}} \right) - 0,1 \left(\frac{\Delta R_{ZE}}{R_{ZE}} \right)^2 \operatorname{sgn} \frac{\Delta R_{ZE}}{R_{ZE}}, \quad (30)$$

де $\Delta R_{ZE} = R_Z - R_{ZE}$; R_Z – нормальна реакція опорної поверхні на колеса возика напівпричепа; R_{ZE} – нормальна реакція опорної поверхні, що відповідає екстремальному значенню коефіцієнта опору бічному відведенню; k_{e3} – екстремальне значення коефіцієнта опору бічному відведенню для шини 275/70 R22,5, $k_{e3} = 89,85$ кН/рад;

Нормальна реакція опорної поверхні, що відповідає екстремальному значенню коефіцієнта опору бічному відведенню визначається як [2]

$$R_{Z\epsilon} = R_{Z_{ном}} - 0,0726 \left(\frac{HD}{B}\right)^2 \left(\frac{d}{B}\right)^2 \left(\frac{n_{cl}+8}{n_{cl}}\right) H(D^2 - d^2)^2 \left[3,75R_{Z_{ном}} + 15 - 1000 \left(\frac{n_{cl}}{n_{cl}+10}\right) DB^2 \sqrt{\frac{B}{H}} \right], \quad (31)$$

де $R_{Z_{ном}}$ – нормальна реакція опорної поверхні, що відповідає номінальному тиску повітря в шині 275/70 R22,5, що встановлена на причепі, $R_{Z_{ном}} = 73500$ Н; H – висота профілю шини, $H = 0,193$ м; D, d – зовнішній і внутрішній діаметри шини, $D = 0,957$ м, $d = 0,576$ м; B – ширина профілю шини, $B = 0,275$ м; n_{cl} – кількість шарів корду шини, $n_{cl} = 8$.

Для цих шин нормальна реакція опорної поверхні, що відповідає екстремальному значенню коефіцієнта опору бічному відведенню, склала $R_{ZE} = 92,89$ кН.

На рис. 3 наведено графік зміни корегуючого коефіцієнта q_N , що визначає вплив вертикального навантаження на опір відведенню колеса, який склав:

- для шин коліс зовнішнього борту $q_{N3} = 0,9881$;
- для шин коліс внутрішнього борту $q_{N6} = 0,9987$.

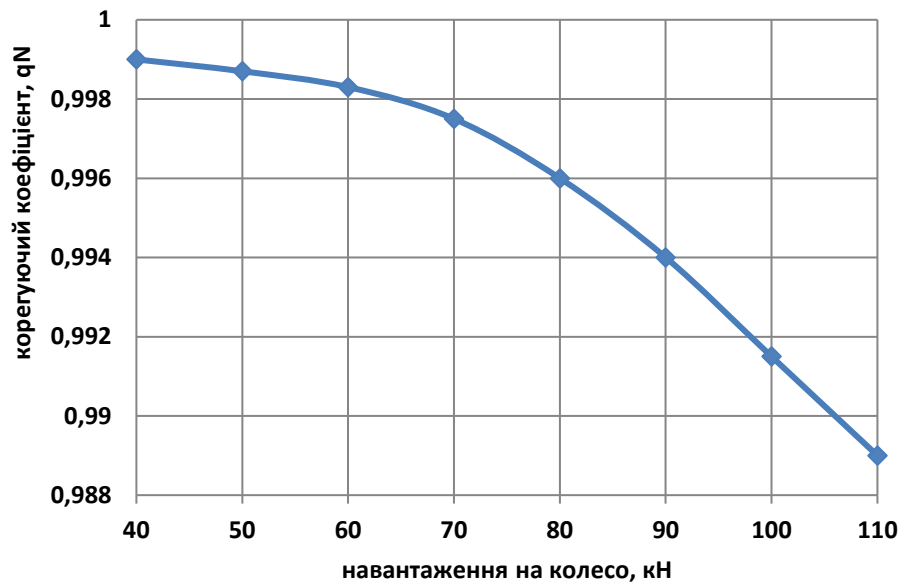


Рис. 3. Зміна корегуючого коефіцієнта, що визначає вплив вертикального навантаження на опір відведенню колеса причепа

Якщо прийняти, що бічна сила однаково діє на праве і ліве колесо причепа, і екстремальне значення коефіцієнта опору відведенню також однакове, тоді максимальну припустиму базу причепа із самоустановлювальною віссю слід оцінювати по максимальному куту бічного відведення зовнішнього колеса задньої осі автобуса.

Приймаючи ті ж умови, що і для некерованого причепа і такі, що відповідають заданому режиму повороту ШЗА, отримаємо:

$$\delta_{23,max} < [\delta_{23,max}], \quad (32)$$

$$\delta_{\delta_{23}} = \frac{L_A + d}{(1+k)(R_A + 0,5B)}, \quad (33)$$

$$R_{IImin} > [R_{IImin}], \quad (34)$$

Мінімально допустимий радіус повороту причепа визначається за умови виконання вимог ДСТУ UN/ECE R 36-03:2002, тобто $[R_{IImin}] = R_{вг} + 0,5B = 5,3 + 1,25 = 6,55$ м.

$$\varphi_{min} > [\varphi_{min}], \quad (35)$$

Допустимий кут $[\varphi_{min}]$ визначається з рівняння (9) за умови, що коефіцієнт k дорівнює 0.

$$[\varphi_{min}] = \pi - \arctg \frac{L_A+d}{R_A} - \arctg \frac{R_{Amin}}{L_{II}} = 0,85 \text{ рад.}$$

Дійсний кут не змінився у порівнянні з ШЗА з некерованим причепом і склав $\varphi_{min} = 0,98$ рад.

Дійсний радіус повороту причепа дорівнює радіусу повороту автобуса за колового руху ШЗА і склав $R_{nmin} = 8,4$ м.

Таким чином, у разі застосування самоустановлювальних коліс осі причепа умови $\varphi_{min} > [\varphi_{min}]$ і $R_{IImin} > [R_{IImin}]$ виконуються, і автобусний поїзд із самоустановлювальною віссю причепа загальною довжиною 22 м задовольняє вимогам ДСТУ UN/ECE R 36-03:2002 щодо маневреності.

Обговорення результатів

Автобуси відіграють значну роль у системі громадського транспорту та міжміському сполученні. Світовий парк налічує більше 500 млн. одиниць різної пасажиромісткості – від особливо малої до особливо великої. Для раціональної організації перевезень пасажирів у великих містах частка автобусів великої та особливо великої місткості повинна складати від 30 до 60%. Автобуси великої і особливо великої місткості, як правило, шарнірно-зчленовані (ШЗА) пасажиромісткістю від 180 до 250 пасажирів та габаритною довжиною до 18,5 м, що необхідно для виконання вимог ДСТУ UN/ECE R 36-03:2002.

В Україні Правилами дорожнього руху дозволена загальна довжина автопоїзда на рівні 22,0 м. За такої довжини пасажиромісткість ШЗА значно збільшується, проте відкритими залишаються питання маневреності і стійкості руху таких автобусів. Поліпшити маневреність таких ШЗА можливо за рахунок управління колесами причіпної секції, яке може бути як динамічним (шляхом гальмування одного із коліс причепа на повороті), так і кінематичним, зокрема за рахунок самоустановлювальних коліс причепа. За наявності некерованих коліс причіпної ланки під час повороту ШЗА на них діють значні поперечні навантаження. У результаті спочатку відбувається бічне відведення коліс, а згодом можливе їх ковзання по дорожній поверхні, що здатне погіршити курсову стійкість автопоїзда.

У зв'язку з цим при визначенні максимально допустимої бази некерованого причепа доцільно враховувати додатковий критерій – гранично допустимий кут відведення його коліс. За розробленою математичною моделлю проведено порівняння мінімального допустимого кута складання і радіуса повороту причепа з реальними їх значеннями, за яким було встановлено, що ШЗА з некерованим причепом не задовольняє вимог ДСТУ UN/ECE R 36-03:2002.

У разі застосування самоустановлювальних коліс бічні сили на осі причепа наближаються до нуля. При цьому мінімальний кут складання і мінімальний радіус повороту причепа перевищують допустимі і ШЗА задовольняє вимогам ДСТУ UN/ECE R 36-03:2002 щодо маневреності, проте відкритим залишається питання щодо стійкості руху такого автобуса, що необхідно вирішувати.

Висновки

Показано, що максимально допустиму базу некерованого причепа можна визначати по габаритній смузі руху ШЗА з урахуванням бічних сил, що виникають на колесах його осей, при цьому додатковим критерієм для оцінки максимально допустимої бази причепа може служити максимально допустимий кут відведення його коліс.

Встановлено, що ШЗА з некерованим причепом з базою 8 м не задовольняє вимог нормативних документів. У разі застосування самоустановлювальних коліс причепа мінімальний кут складання і мінімальний радіус повороту причепа перевищують допустимі і ШЗА задовольняє вимогам ДСТУ UN/ECE R 36-03:2002 щодо маневреності, проте відкритим залишається питання щодо стійкості руху такого автобуса, що необхідно вирішувати.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] А. М. Редзюк, В. Ф. Штанов, «Концепція розвитку пасажирських перевезень», Автошляховик України, окремих випуск «Проблеми розвитку автомобільного транспорту», №1, с. 18–23, 2000.
- [2] В. П. Сахно, В. М. Поляков, С. М. Шарай, І. С. Мурований, О. Є. Омельницький, Шарнірно-зчленовані автобуси. Маневреність та стійкість: монографія, Луцьк: ІВВ Луцького НТУ, 2021, 288 с.
- [3] ПДР 2025 України з ілюстраціями, коментарями та відео. [Онлайн]. Доступно: <https://vodiy.ua/pdr/>.
- [4] M. M. Michałek, B. Patkowski, and T. Gawron, "Modular Kinematic Modelling of Articulated Buses," IEEE Transactions on Vehicular Technology, vol. 69, no. 8, pp. 8381–8392, Aug. 2020.
- [5] M. Michałek, "Non-minimum-phase property of N-trailer kinematics resulting from off-axle interconnections," International Journal of Control, vol. 86, no. 4, pp. 740–758, 2013.

- [6] C. Altafini, "Some properties of the general n-trailer," *International Journal of Control*, vol. 74, no. 4, pp. 409–424, 2001. DOI: 10.3390/s20164571. PMID: PMC7472055. PMID: 32824028.
- [7] M. M. Michałek, "Modular tracking controller for N-trailers with non-zero hitching offsets," in *Proc. 2015 American Control Conference*, Chicago, USA, 2015, pp. 5371–5376.
- [8] W. Wang, G. Li, and S. Liu, "Research on Trajectory Tracking Control of a Semi-Trailer Train Based on Differential Braking," *World Electric Vehicle Journal*, vol. 15, no. 1, p. 30, 2024. Publisher: MDPI AG. DOI: 10.3390/wevj15010030.
- [9] J. Catterick, T. Botha, and S. Els, "Articulated Vehicle Stability Control Using Brake-Based Torque Vectoring on Trailer Using Nonlinear Model Predictive Control," *SAE International Journal of Commercial Vehicles*, vol. 16, no. 1, pp. 111–126, 2023. DOI: 10.4271/02-16-01-0007.
- [10] T. L. Lei, X. C. Gu, and J. X. Wang, "PSO-Based Variable Parameter Linear Quadratic Regulator for Articulated Vehicles Snaking Oscillation Yaw Motion Control," *Actuators*, vol. 11, no. 11, art. no. 337, Nov. 2022. DOI: 10.3390/act11110337.
- [11] M. Yue, X. Q. Hou, R. J. Gao, and J. Chen, "Trajectory tracking control for tractor-trailer vehicles: a coordinated control approach," *Nonlinear Dynamics*, vol. 91, no. 2, pp. 1061–1074, Jan. 2018. DOI: 10.1007/s11071-017-3928-9.
- [12] M. Michałek, B. Patkowski, and T. Gawron, "Modular Kinematic Modelling of Articulated Buses," *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 2020. DOI: 10.1109/TVT.2020.2999639.
- [13] H. A. Dang and J. Kovanda, "Determination of Trajectory of Articulated Bus Turning along Curved Line," *Transactions on Transport Sciences*, vol. 7, no. 1, 2014. DOI: 10.2478/trans-2014-0002.
- [14] V. Sakhno, I. Murovany, S. Sharai, and V. Seleznev, "Comparative evaluation of maneuverability of large and extra-large class buses," in *Proc. Mobile Machines International Scientific Conference*, Kaunas, Lithuania, 2017, pp. 38–47.
- [15] В. П. Сахно, М. М. Маяк, А. С. Котенко, До порівняльної оцінки шарнірно-зчленованих автобусів з різними силовими установками, *Сучасні технології в машинобудуванні і на транспорті*, №2, с. 197–207, 2024.
- [16] В. П. Сахно, Р. М. Марчук, В. П. Онищук, В. М. Придюк, До визначення кутів відведення осей ланок автопоїзда-контейнеровоза, *Вісник Національного транспортного університету*, вип. 20, с. 80–83, Київ: НТУ, 2010.
- [17] В. М. Поляков, В. П. Сахно, Триланкові автопоїзди. Маневреність, Київ: Національний транспортний університет, 2013, 200 с. ISBN 978-617-579-918-5.

Котенко Андрій Степанович – аспірант кафедри автомобілів і транспортних технологій, <https://orcid.org/0009-0004-5506-9985>, e-mail: kotenko.a0015@lntu.edu.ua

Луцький національний технічний університет, м. Луцьк

A. Kotenko

Determination of maneuverability of an articulated bus with self-steering wheels on the trailer axle

Lutsk National Technical University

The article investigates the features of ensuring the maneuverability of articulated buses of large and extra-large capacity with a total length of up to 22.0 m. In global practice, articulated buses are widely used; however, their operation is associated with a number of structural and operational limitations, particularly related to maneuverability and vehicle stability. In Ukraine, the Traffic Regulations permit a maximum road train length of up to 22 m, which makes it possible to increase passenger capacity. At the same time, this complicates the achievement of regulatory maneuverability parameters in accordance with the requirements of DSTU UN/ECE R 36-03:2002. In this regard, studying the motion parameters of articulated buses and searching for constructive solutions that can ensure the required maneuverability and stability of such vehicles is an important task.

The paper examines the turning characteristics of an articulated bus consisting of a bus and a single-axle trailer. It is shown that when the trailer wheels are non-steered, lateral forces occur during turning, causing lateral slip angles and subsequent sliding of the wheels along the road surface. This may lead to deterioration of the road train stability; therefore, an additional criterion for estimating the maximum allowable trailer wheelbase is proposed, namely the maximum permissible slip angle of its wheels. Based on the developed mathematical model, a comparison of the minimum permissible articulation angle and the turning radius of the trailer with their actual values was performed. The results show that an articulated bus with a non-steered trailer with a wheelbase of 8 m does not satisfy the maneuverability requirements of the regulatory document DSTU UN/ECE R 36-03:2002.

It is shown that when self-steering wheels of the trailer axle are used, the lateral forces acting on the trailer axle approach zero. Under such conditions, the minimum articulation angle and the minimum turning radius of the trailer exceed the permissible values, and the articulated bus satisfies the maneuverability requirements of DSTU UN/ECE R 36-03:2002. However, the issue of ensuring the stability of motion of such a bus remains open and requires further investigation.

Keywords: articulated bus, lateral forces, slip angle, articulation angle, maneuverability, turning radius, overall length.

Kotenko Andrii – Ph. D. Student of the Department of Automobiles and Transport Technologies, <https://orcid.org/0009-0004-5506-9985>, e-mail: kotenko.a0015@lntu.edu.ua

R. Obertykh
A. Slabkyi
S. Kotyk
V. Kudrash
D. Bakalets

METHOD OF DESIGN CALCULATION OF A PARAMETRIC SINGLE-STAGE PRESSURE PULSE GENERATOR WITH ADJUSTABLE PRESSURE "CLOSING"

Vinnitsia National Technical University

On the basis of a qualitative analysis of the structure and principle of operation of a parametric single-stage pressure pulse generator with adjustable pressure "closing" p_2 , the design of a prototype of the generator was developed. The article describes the principle of operation of the developed structure and describes the design of structural elements and their interaction with other structural elements from the justification. The design calculation methodology is developed on the basis of generally accepted engineering and scientific principles and experience in the design and operation of equipment based on pneumatic and hydropulse drive of vibration and vibration shock machines. The paper presents a sample of initial data that is necessary for the development of a design calculation methodology for a parametric single-stage pressure pulse generator with adjustable "closing" pressure p_2 .

Based on the analysis of the design of the prototype of the generator, the accepted initial (input) data and the experience of designing a hydropulse drive and pressure pulse generators given in the literature sources, a method of design calculation of a parametric single-stage pressure pulse generator with adjustable pressure "closing" p_2 has been developed and its main energy, power and geometric parameters of the design of the prototype of both a hydropulse drive and a generator have been determined pressure pulses. The presented mathematical dependencies allow you to change the parameters of the pressure pulse generator to the corresponding technical and economic parameters of the technological process.

The paper also substantiates the use of the concept of "cyclic pressure pulse coefficient", the exact value of which can be found only based on the results of experimental studies of a prototype of a pressure pulse generator. For the design calculation, based on the recommendations of the researchers of the hydropulse drive, a margin factor within 10 ... 25 percent of the face value.

Keywords design calculation methodology; pressure pulse generator; sealing; hydraulic link; hydraulic pulse drive; press; drive; feed; pressure; stroke.

Introduction

The analysis of the results of experimental studies of the HPD [1 – 7] shows that in the well-known designs of pressure pulse generators (PPG), the pressure of the energy carrier p_1 "opening", and the pressure p_2 "closing" is clearly regulated, due to the inertia of the flow of the energy carrier and excessive movement of the shut-off and control element (no limitation of its working stroke h) PPG fluctuates within relatively wide limits, usually in the direction of decreasing from the calculated value. This nature of pressure change p_2 affects the stability of the frequency ν of pressure pulses and their amplitude $\Delta r = p_1 - p_2$, and this worsens the quality of the technical characteristics of the PPG and the HPD as a whole.

The described problem is to some extent solved in the design of a parametric single-stage PPG, for example, according to the scheme of connection "combined" to the actuators of the hydropulse drive (HPD). The structural diagram of this PPG, for example, as a servo drive of a two-stage PPG, is shown in Fig. 1 [8]. The pressure regulator p_2 "opening" consists of two concentrically mounted springs 4 and 5, placed in the boring of the regulator cup (the glass is conditionally not shown), while the spring 4 through the plunger 3 loads the shut-off and control element 1 of the PPG. Plunger 3 is located in the axial boring of the movable stepped sleeve 2, pressed in its original position through the shoulder to the PPG body (conditionally not shown) by a spring 5. Preliminary deformation of the spring 4 (y_{01}) and 5 (y'_{01}) is adjusted, respectively, by screws 6 and 7. Screw 6 is placed in the axial threaded hole of screw 7. Structurally, the assembly of the regulator of energy carrier pressure levels p_1 and p_2 (parts 2 – 7, the regulator housing is conditionally not shown) is designed as a separate assembly unit [8].

The dimensional chain of the axial assembly of SRE 1 and bushing 2 is calculated in such a way that in the initial position, the gap between the right (according to the drawing) end of SRE 1 and the left end of the bushing 2 is equal to the positive overlap h_{sp} of the spool part of the SRE 1. The stroke of the bushing is equal to the negative overlap h_{sv} SRE 1.

The main frontal section of the structural scheme without overall dimensions and dimensions of the fittings of the conjugations of a parametric single-stage PPG with adjustable pressure "closing" p_2 in the butt design, for example, for connecting to the distribution parallelepiped [2, 3] of the flow of the energy carrier HPD (there may be a so-called "pipe" [2, 3] version), is shown in Fig. 2. The design of the PPG is built from three assembly units (blocks) - distribution of the energy carrier, throttle for adjusting the landing mode of the shut-off and control element (SRE) and the regulator of the pressure levels "opening" p_1 and "closing" p_2 of the PPG.

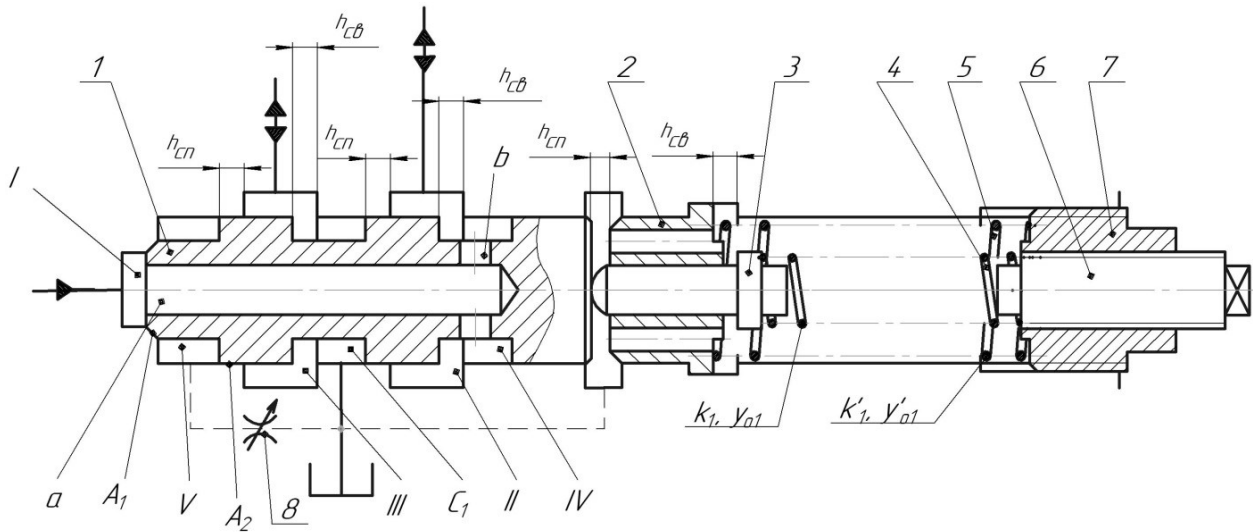


Fig. 1. Structural diagram of a parametric single-stage PPG with pressure regulation p_2 "closure"

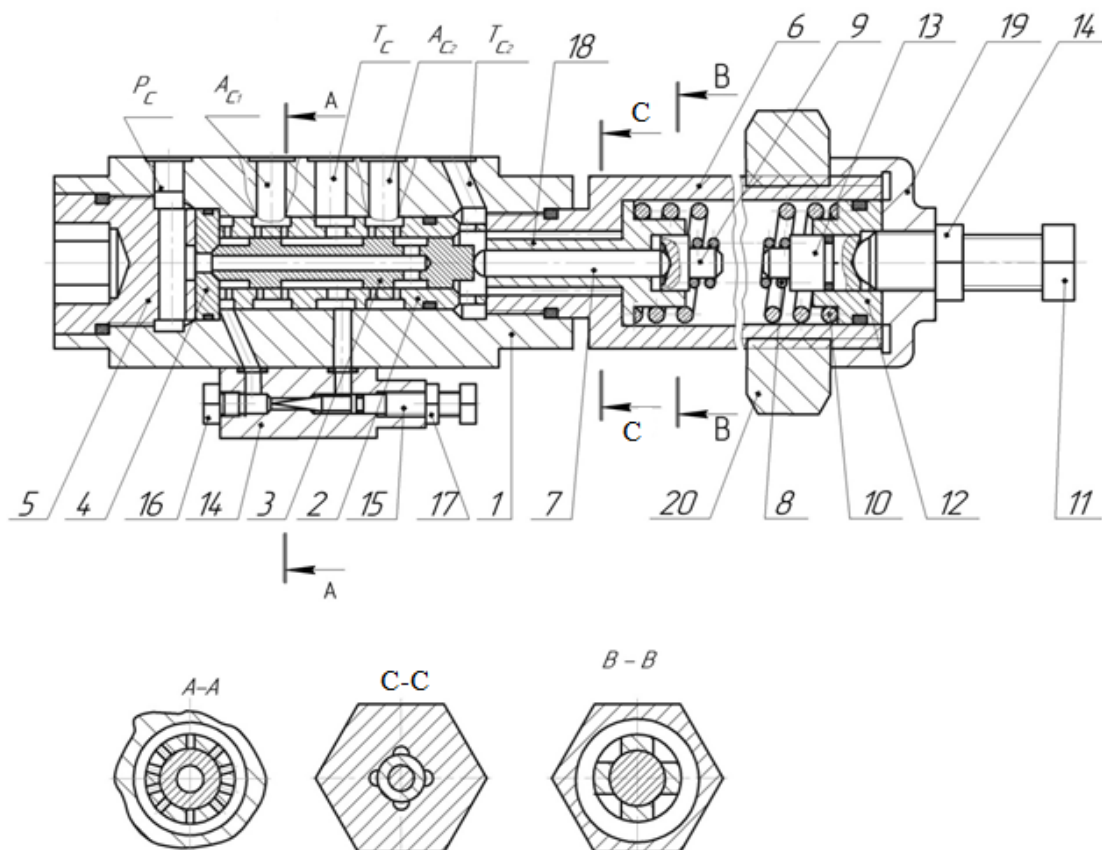


Fig. 2. Main frontal section of the structural diagram of a parametric single-stage PPG with adjustable "closing" pressure p_2

The outlets A_{c1} and A_{c2} , respectively, can be connected according to the scheme "at the inlet" with the cyclic accumulator and the first plunger hydraulic cylinder, and in the case of using a piston hydraulic motor in VM (or VIM), with its piston cavity, and according to the scheme "at the outlet" with the second plunger hydraulic

cylinder, or in the case of using a piston hydraulic motor as an actuator link of the HPD, with the rod cavity of this hydraulic motor (hydraulic cylinder). In case of use developed by PPG as a servo drive of a two-stage PPG, the outlets A_{c1} and A_{c2} are connected to the control cavities of the second stage according to the corresponding schemes [3]. In sleeve 2 there is a valve-spool shaped SRE 3. The spool part of the shut-off element 3 has four working edges, through which a row (n_o) of radial holes of small (calculated) diameter $d_{oz} = h_{sv}$, located in a strictly radial plane (see section $A - A$ in Fig. 2) in sleeve 2 positive h_{sp} and negative h_{sv} overlap SRE 3. Number of n_o holes, for example ($\varnothing 2,0 \dots 4,0$ mm), determined by the condition of providing the required passage area of a fully open spool slot SRE 3, $A_{sh} = \pi \cdot d_2 \cdot h_{sv} = \pi \cdot d_{oz}^2 \cdot n_o / 4 \approx 0.785 \cdot d_{oz}^2 \cdot n_o = 0.785 \cdot h_{2sv} \cdot n_o$. The valve part (conical chamfer with a cone angle of $60^\circ \pm 30'$, the average diameter of which corresponds to the cross-sectional area A'_1 (here $A'_1 \equiv f_1$, see Fig. 1) SRE 3 is in contact with the seat 4 installed in the boring of the body 1, coaxial with the boring for the sleeve 2, and fixed with a threaded plug 5 with a central blind hole connected by a through radial hole in the plug 5 with a pressure hydraulic channel R_s for supplying the energy carrier to the PPG.

With the threaded part of the cup 6 of the regulator of the pressure levels "opening" p_1 and "closing" p_2 , the PPG sleeve 2 is pressed against the seat 4, and the SRE 3 is loaded with a spring 8 through the pressure plunger 7, the ends of which rest on supports 9, which are in contact with the spherical ends of the pressure plunger 7 and a ball rolled into the end of the adjusting plunger 13, located in the tubular piston 12, which, according to the running fit, is mated to the surface of the central axial boring in the cup 6. The tubular piston 12 is the right (according to the drawing, see Fig. 2) spring support 10 of the pressure regulator p_2 "closing" the PPG. The left end (according to the drawing, see Fig. 2) of the spring 10 rests on the flange of the stepped sleeve 17, which, according to the running fit, is mated to the surface of the through axial hole in the part of the cup 6, which is screwed into the body 1. In the central axial opening of the stepped sleeve 17 according to the running fit, a pressure plunger 7 is installed. Between the left end of the SRE 3 and the right end of the stepped sleeve 17 (according to the drawing, see Fig. 2) in the initial position, a gap h_{sv} is provided, equal to the positive overlap of SRE 3, after which on SRE 3, in addition to the action of the spring force 8 on it, another force is added from spring 10 - the pressure regulator p_2 "close" the PPG. Springs 8 and 10, so that in the event of a breakdown of one of the springs, there is no jamming with debris that can get stuck between the turns of the other spring, wound in different directions; One has the direction of the right helical line, and the second has the direction of the left. In addition, this method of manufacturing to some extent compensates for possible skewed lateral forces from springs 8 and 10. The pre-deformation y_{o1} (see Fig. 1) of the spring 8 - the pressure regulator p_1 of the "opening" of the PPG, is changed by means of an adjusting screw 11 screwed into the tubular screw 16, which is connected to the cup 6 by a thread on its outer surface. The tubular screw 16 changes the pre-deformation y'_{o1} through the tubular piston 12 (see Fig. 1) of the spring 10 - the pressure regulator p_2 "closes" the PPG. The position of the screw 11 and the tubular screw 16 is fixed, respectively, with lock nuts 14 and 15. The axial holes "a" in the cup 6 connect the boring of springs 8 and 10 with the intermediate drain cavity of the PPG, which with the hole T_{c2} is connected to the drain cavity of the hydroelectric power plant for power supply with the energy carrier HPD VM or VIM.

The throttle for adjusting the landing mode SRE 3, during its reverse stroke, consists of a choke body 18 docked to the body 1 of the PPG, a needle 19, which has a conical (needle), cylindrical and threaded parts, and a threaded plug 20. The central axial hole of the body 18 of the throttle has a stepped cylindrical shape, the smaller diameter of which is covered by a needle 19, is connected by two radial hydraulic channels to the corresponding bores of the body 1: with the intermediate cavity B_2 SRE 3 PPG and the drain hole T_c (see Fig. 1). The threaded hole, closed with a plug 20, is designed to install a sensor for registering changes in pressure in the intermediate cavity SRE 3. The position of the needle 19 is fixed with a lock nut 21.

Research results

To develop a method for the design calculation of a parametric single-stage PPG with adjustable pressure "closing" p_2 , the basic initial data should be enough to calculate all the energy, power, kinematic and geometric parameters of HPD and PPG, which allow developing the design of a prototype (DP) of both HPD and PPG. The experience of design, experimental research and production of a prototype of HPD and PPG shows, basically, these are the following data [6, 9 -14]:

– type of hydraulic pump of the pumping (or pumping and accumulatory) power station of the HPD. Based on the experience of operation of the HPD [2 – 6], hydraulic pumps of the NSH type have proven themselves best in the HPD, since they do not have suction and discharge valves that quickly fail when operating under conditions of pulsating pressure with a significant amplitude [2 – 6]. Supply Q_n hydraulic pump in the methods of design calculation of the HPD of technological VM and VIM is the calculated value, so a specific type of hydraulic pump is selected after determining Q_n ;

- the nominal pressure of the "opening" of the PPG, as a rule, is prescribed $p_1 = 10 \text{ MPa}$ (in necessary cases, $p_1 > 10 \text{ MPa}$ can be prescribed, for example, when it is necessary to develop a compact mechanism, since modern pumps of the NSH type can operate with an energy pressure of up to 16 MPa);
- the frequency control range of pressure pulses ν is determined by the supply Q_n of the hydraulic pump, the initial total volume $W_{0\Sigma}$ of the pressure cavity A of the hydraulic system HPD (this includes the volume W_a of the cyclic accumulator, if it is present in the hydraulic system of the drive), the internal gear ratio u_{21} PPG and its conditional passage. Approximately, we assign $\nu = (10... 100) \text{ Hz}$ ($\nu_{\max} = 100 \text{ Hz}$);
- approximately assign the preliminary internal gear ratio of PPG $u_{21} = 0.06 ... 0.12$ then by $\theta = 1$ and $\xi = 1$, the pressure of the "closing" of the PPG will be regulated in the range of $p_2 \approx (0.49 ... 0.69) p_1$;
- approximate ranges for adjusting the preliminary deformation of springs: $8 - y_{01} = (5.0... 18.0) \cdot 10^{-3} \text{ m}$; $10 - y'_{01} = (5.0... 18.0) \cdot 10^{-3} \text{ m}$ (see Fig. 1);
- it is recommended to choose the grade of working fluid (energy carrier) for GL HPD and PPG from a number of mineral oils used for hydraulic pumps of the NSH type. For gear pumps, it is recommended to use high-quality hydraulic oils with anti-wear additives (class HLP/DIN 51524-2 or HVLP/DIN 51524-3) and viscosity corresponding to the operating temperature (most often ISO VG 32, 46, 68). They provide wear protection, oxidative stability and reliable operation at high pressures;
- average modulus of elasticity of the energy carrier $\kappa = 1.45 \cdot 10^3 \text{ MPa}$;
- approximate values of moving consolidated masses m_3 (SRE 3), parts 7 (m_7), 9 (m_9), 17 (m_{17}) and springs 8 and 10 ($\sim 0.3 \text{ m}$ pr is taken into account);
- permissible flow rates of energy carrier in pressure $[v_p]$ and drain $[v_z]$ hydraulic lines of the hydraulic system HPD and PPG, which are assigned according to the recommendations [15];
- grades of structural steels of the main parts of PPG (see Fig. 2.2): hull 1 – steel 45, or 40X, 34... 42 HRCe (hardening in lubricant, tempering); SRE 3 – steel 3X15, 62... 64 HRCe (quenching in lubricant, tempering); sleeve 2 - steel 3X15, 58... 60 HRCe (hardening in lubricant, tempering); saddle 4 - steel 3X15, 58... 60 HRCe (quenching in lubricant, tempering); springs 8 and 10 – steel 60C2VA, 53... 57 HRCe (quenching in lubricant, tempering). The materials of other parts of the PPG and the type of their heat treatment during the development of its PD are assigned based on the results of a detailed analysis of their service purpose and working conditions;
- methods of organizing communications between the links of the HPD and PPG and the hydraulic pumping (hydraulic pump-accumulator) power supply station of the PPG are selected by the designer in accordance with the conditions of specific technological processes that are implemented with the help of the HPD of a specific VM or VIM;
- approximate initial total volume $W_{0\Sigma}$ of the pressure cavity A of the hydraulic system of the HPD and the volume W_a of the cyclic hydraulic accumulator, if it is available in the hydraulic system of the drive, respectively: $W_{0\Sigma} = 1 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$; $W_a \approx 0.5 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$;
- the qualities of accuracy of conjugations and details of PPG are assigned by the designer during the development of the PPG PD based on the results of a detailed analysis of their service purpose, physical principles of functioning and working conditions.

If necessary, in addition to the above data, additional clarifying data can be added to this list, and it is also necessary to take into account the acquired experience in the design and operation of VMs and VIM with a hydropulse drive [1 – 14] and technical indicators of the purpose.

The QH supply of the hydraulic pump is the main parameter, which, with fixed other parameters of the operating cycle of the drive ($p_1, p_2, W_{0\Sigma\max} = W_{0\Sigma} + W_a, \kappa, \nu_{\max}, \eta_{on}$ and A'_1), determines the upper limit of the frequency ν_{\max} of pressure pulses generated by the PPG.

Experimental studies of the HPD [2 – 6] have established that at the time of completion of the discharge of the energy carrier from the cyclic accumulator (conditionally not shown in Fig. 2) into the cavity of the first executive hydraulic motor (conditionally not shown in Fig. 2), the HPD through the hydraulic channel A_{c1} PPG (see Fig. 2), there is no pressure holding at the level of p_1 . Hydraulic channel A_{c1} The PPG is connected according to the scheme "at the inlet" to the first executive hydraulic motor. The discharge of the cyclic accumulator begins immediately after the opening of the SRE 3 PPG, and the final level of the discharge pressure of the cyclic accumulator is equal to p_2 of the pressure of the "closing" of the PPG. The increase in pressure in the cyclic accumulator to the level p_1 occurs when the SRE is closed 3 PPG. can be evaluated by classical dependence [2, 3]:

$$t_n = p_1 \cdot W_{0\Sigma\max} / (\kappa \cdot Q_n). \quad (1)$$

During the same time t_n , the pressure of the energy carrier rises to the level p_1 in the cavity of the second actuator hydraulic motor (conditionally not shown in Fig. 2) the HPD, which is connected according to the

scheme "at the output" to the PPG through the hydraulic channel A_{c2} (see Fig. 2). It should be noted that the dependence (1) characterizes the first pressure pulse of the energy carrier after switching on the PPG without taking into account transients. For subsequent pressure pulses, When the oscillatory process of change in the pressure of the energy carrier stabilizes, it approximately occurs after the second pressure pulse [3 – 12], to calculate the time TN , the formula should be used:

$$t_n = \Delta p \cdot W_{0\Sigma} / (\kappa \cdot Q_n), \quad (2)$$

At the moment of opening the SRE 3 PPG, the process of charging the cycle accumulator and the working stroke of the moving link of the second actuator hydraulic motor (plunger or piston of the hydraulic cylinder) continues until the SRE 3 is completely switched. Based on these considerations, the total charging time of the cycle accumulator is equal to the time $t_{zca} = t_{rhgd2}$ of the full working stroke of the moving link of the second executive hydraulic motor, can be given as the sum

$$t_{zca} = t_{rhgd2} = t + t_{pg}, \quad (3)$$

where t_{pg} is the switching time (forward travel) of SRE 3 PPG. The full period Tt of pressure fluctuations in the pressure cavity $A1$ (see Fig. 1) can be represented as a dependence

$$T_t = t_{zca} + t_{rca} + t_{wit} = t_n + t_{pg} + t_{rca} + t_{wit} = t_n \cdot [1 + (t_{pg} + t_{rca} + t_{wit})] / t_n = K_{ct} \cdot t_n = v^l, \quad (4)$$

where $K_{ct} = [1 + (t_{pg} + t_{rca} + t_{wit})] / t_n$ is the cyclic coefficient of pressure pulses generated by the HIT; $t_{rca} = t_{zhgd2}$ is the total discharge time of the cyclic accumulator, equal to the time t_{zhgd2} of the full reverse stroke of the moving link of the second actuating hydraulic motor; T_{weet} is the time of holding the pressure of the energy carrier at the level of p_2 after the completion of the reverse stroke of the SRE 3. In the absence of pressure holding at the level of p_1 , the duration of pressure pulses in the cyclic accumulator and the cavity under the moving link of the second actuator hydraulic motor

$$t = t + t_{Rca} = t + t + t_{zhgd2}. \quad (5)$$

The throughput of the PPG is determined by the cross-sectional area A'_1 of the first stage of PPG sealing (see Fig. 1 and Fig. 2). The diameter $d_1 = (4(A'_1 / \pi))^{0.5} \approx 1.13 \cdot (A'_1)^{0.5}$, if it is counted relative to the average diameter of the ground chamfer of the valve part of the SRE 3 (see Fig. 1 and Fig. 2), is actually the diameter du of the conditional passage of the PPG, for the determination of which it is necessary to know the supply of the hydraulic pump Q_n pumping and accumulator power station of the HPD. The theoretical value of the supply of Q_{nT} can be calculated according to the formula known for the HPD [3]

$$Q_{nT} = K_{ct} \cdot v_{max} \cdot p_{1max} \cdot W_{0\Sigma max} \cdot \kappa^{-1} \cdot \eta^{-1}_{oh} \quad (6)$$

where K_{ct} is the cyclic coefficient of pressure pulses; η_{on} is the volumetric efficiency of the hydraulic pump (for hydraulic pumps of the NSH type $\eta_{on} = 0.95 \dots 0.96$ [12]). The exact value of K_{ct} can be found only based on the results of experimental studies of the State Land Inspection Center, so it is advisable to enter into the formula (6) the reserve factor K_{sv} , the value of which can be specified based on the results of experimental studies of HPD and PPG. It is recommended that [3] take $K_{sv} = 1.10 \dots 1.25$ then the dependence (6) will take the form:

$$Q_n = K_{sv} \cdot K_{ct} \cdot v_{max} \cdot p_{1max} \cdot W_{0\Sigma max} \cdot \kappa^{-1} \cdot \eta^{-1}_{on} = (1.10 \dots 1.25) \cdot K_{ct} \cdot v_{max} \cdot p_{1max} \cdot W_{0\Sigma max} \cdot \kappa^{-1} \cdot \eta^{-1}_{on}. \quad (7)$$

Guaranteed shock-free contact of the SRE 3 PPG with the saddle 4 during its reverse movement is provided under the condition of the oscillatory movement of the SRE 3 V in the resonant mode [3]:

$$\omega_{max} / \omega_{\Sigma 1} \geq \sqrt{2}, \quad (8)$$

where $\omega_{max} = 2\pi v_{max}$ is the circumferential frequency of oscillations SRE 3, which should be taken equal to the frequency of pressure pulses $\omega_{\Sigma 1} = \sqrt{(k_{\Sigma 1} / m_{1\Sigma})}$ is the natural circumferential frequency of the SRE system 3 – GL HPD; $m_{1\Sigma} = m_{SRE} + \rho_e \cdot W_{0\Sigma max}$ is the total aggregate mass of SRE 3, taking into account the mass of the energy carrier in the volume $W_{0\Sigma max}$ (here $m_{SRE} = m_3 + m_7 + m_{17} + 0.3(m_8 + m_{10})$ is the total aggregate mass of SRE 3, which consists, respectively, of the masses of the parts (see Fig. 2) 3, 7, 17, 8 and 10 and ρ_e is the density of the energy carrier); $k_{\Sigma 1} = k_1 + A^2_2 \cdot \kappa / W_{0\Sigma max}$ is the summary total stiffness of the elastic link of the PPG HPD VM (or VIM), taking into account the rigidity of the GL relative to the area $A2$ of the cross-sectional section of the spool part of the SRE 3 PPG (see Fig. 1 and Fig. 2).

According to condition (8), the stiffness k_1 of the spring 8 of the pressure regulator $p1$ "opening" of the PPG must satisfy the inequality

$$k_1 \leq 2\pi^2 m_{1\Sigma} v_{max}^2 - (A^2_2 \cdot \kappa / W_{0\Sigma max}). \quad (9).$$

At the given nominal pressure p_1 "opening", the range of change in the pre-strain $[y_{01min}, y_{01max}]$ of the spring δ of the pressure regulator p_1 and the internal gear ratio u_{21} PPG [8]:

$$p_2 \leq p_1 \cdot A'_1 / A_2 + (k_1 \cdot h_c + k'_1 \cdot h_{sv}) / A_2 + k'_1 \cdot y'_{01} / A_2, \quad (10)$$

$$p_2 = p_1 \cdot u_{21}^{0.5} \cdot (1 + \theta_1 \cdot \xi) + k_1 \cdot h_c \cdot A^{-1}_{2'} \cdot (1 + \theta_1 \cdot h_c / h_{sv}). \quad (11)$$

According to the formulas (10) and (11), neglecting the sum of its terms $(k_1 \cdot h_c + k'_1 \cdot h_{sv}) / A_2 + k'_1 \cdot y'_{01} / A_2$, the rigidity of k_1 can be estimated by the inequality

$$k_1 \leq u_{21}^{0.5} \cdot (1 + \theta_1 \cdot \xi) = u_{21}^{0.5} \cdot p_1 \cdot A_2 \cdot y^{-1}_{01m}, \quad (12)$$

where $y_{01m} = 0,5 (y_{01min} + y_{01max})$ is the average value of the preliminary deformation of the spring δ of the pressure regulator, corresponding to the nominal pressure p_1 of the "opening" of the PPG.

Equating (9) and (12) from the resulting quadratic equation, taking the positive root (the negative root has no physical content), we find the dependence for calculating the area A_2 of the cross-section and the diameter d_2 of the spool part of SRE 3:

$$A_2 = 0,5 \cdot u_{21}^{0.5} \cdot p_1 \cdot W_{0\Sigma max} \{ [1 + 8\pi^2 \cdot v_{max}^2 \cdot \kappa \cdot y^2_{01} / (u_{21} \cdot p^2_1 \cdot W_{0\Sigma max})]^{0.5} - 1 \} \cdot (y_{01m} \cdot \kappa)^{-1}; \quad (13)$$

$$d_2 = (4(A_2 / \pi))^{0.5} \approx 1,13 \cdot (A_2)^{0.5}. \quad (14)$$

The average cross-sectional area A'_1 along the chamfer of the valve part of SRE 3 (the first stage of PPG sealing) is calculated according to the given gear ratio u_{21} based on the formula (10):

$$A'_1 = u_{21}^{0.5} \cdot (1 + \theta_1 \cdot \xi) \cdot A_2. \quad (15)$$

Theoretical and experimental studies of HPD and PPG [2 – 6] have established that the average Q_{mg} of energy consumption through the open gap of PPG $A_{sh} = \pi \cdot d_2 \cdot h_{sv}$ (see Fig. 1) is associated with the supply of the hydraulic pump Q_n to the pumping and accumulator power station HPD by dependence

$$Q_{mg} = (Q_n + Q_{am}) \cdot t_n / t_{\Delta p} = (Q_n + Q_{am}) \cdot \tau_{\Delta p}, \quad (16)$$

where Q_{am} is the average supply of the cyclic accumulator; $\tau_{\Delta p} = t_n / t_{\Delta p}$ is the relative time of reducing the pressure of the energy carrier in the cyclic accumulator and in the second actuator hydraulic motor of the HPD from level p_1 to level p_2 , and $t_{\Delta p} < t_n$ ($\tau_{\Delta p} > 1$), from which it follows that $Q_{mg} > (Q_n + Q_{am})$; $t_{\Delta p} = t_{rca} = t_{zhd}$ is the time of reducing the pressure of the energy carrier from the level of p_1 to the level of p_2 .

In order to avoid negative phenomena during the operation of the PPG, such as cavitation, etc., and according to the rules for designing hydraulic drives [15 – 16], the average speed v_{mg} of the energy carrier through the open gap A_{sh} PPG should not exceed the permissible $[v_r]$ (due to the impulse nature of the energy carrier flow, it is possible to assume $[v_p]_{max} = 15 \text{ m/s}$ [16]).

$$v_{mg} = Q_{mg} / (\pi \cdot d_2 \cdot h_{sv}) \leq [v_p] \quad (17)$$

from where

$$Q_{mg} \leq \pi \cdot d_2 \cdot h_{sv} \cdot [v_r]. \quad (18)$$

The negative overlap h_{sv} of the spool part of the SRE 3 – no of small radial holes d_{oz} in the sleeve 2, in order to reduce energy consumption during the opening of the HIT due to the flow of the working fluid from the pressure cavity to the drain cavity, is assigned [2 – 6] less than the positive overlap h_{sp} by $\sim (0.5...1.0) \text{ mm}$ depending on the quality of accuracy of the conjugation of the spool part of the SRE 3 with its sleeve 2. Usually, the conjugation of surfaces of the type SRE 3 – sleeve 2 is performed according to the qualities of at least 5 – 6, according to the running fit, for example, $\Phi d_2 H6 / g6$, which allows to ensure reliable sealing with a positive overlap $h_{sp} = (2.5...4.5) \text{ mm}$ [3 – 6].

For the developed PPG, it was assumed that $d_{oz} = h_{sv}$, ($A_{sh} = \pi \cdot d_2 \cdot h_{sv} = \pi \cdot d^2_{oz} \cdot n_o / 4 \approx 0.785 \cdot d^2_{oz} \cdot n_o = 0.785 \cdot h^2_{sv} \cdot n_o$, see Fig. [8], that at $h_{sv} = 4.0 \text{ mm}$ allows us to assign $h_{sp} = 4.5 \text{ mm}$ and the stroke of the SRE 3 $h = h_{sp} + h_{sv} = 4.5 + 4.0 = 8.5 \text{ mm}$. With these data and with the dependence for A_{sh} , we find a simple formula for calculating the required number of no radial holes in sleeve 2:

$$n_o = 4 \cdot d_2 / h_{sv}. \quad (19)$$

The total maximum flow rate $Q_{2max} = (Q_{nmax} + Q_{amax})$ of the energy carrier passing through the area A_{sh} of a fully open gap SRE 3 PPG can be estimated by a formula similar to (19):

$$Q_{2max} = (Q_{nmax} + Q_{amax}) \cdot \tau_{\Delta p} = \pi \cdot d_2 \cdot h_{sv} \cdot [v_p]_{max}, \quad (20)$$

where experimental studies of the State Land Registration Committee of the State Inspectorate of Industrial Engineering and Labor Statistics [2 – 6] established that $Q_{max} = (2... 3) Q_{umax}$ is the supply of energy carrier by a cyclic hydraulic accumulator to the cavity of the executive hydraulic motor during the time t_{rc} of discharge of the accumulator, which corresponds to the maximum possible supply of the hydraulic pump; the relative time $\tau_{Ap} = t_n / t_{Ap} > 1$ decrease in energy carrier pressure from the level p_1 to the level of p_2 can be estimated by the following considerations: 1) with an increase in Q_{umax} with the scheme of connection of the PPG to the hydraulic motor "at the output", the time t_n decreases (see Fig. (1); 2) the time t_{Ap} in any scheme of connection of the PPG is mainly determined by the speed v_{mg} of the flow of energy carrier through the area A_{sh} ; 3) it can be assumed that $\tau_{Ap} \approx [v_r]_{max} / [v_r]_{nom} = 15 / (5... 8) \approx 2... 3$ (here $[v_r]_{nom} = (5... 8) m/s$ is the nominal permissible flow rate of the energy carrier in pressure hydraulic lines at pressure $(10... 12) MPa$ [15 – 16].

Based on the dependence (21) and the formula (20) and the above considerations, after simple algebraic transformations, we obtain a formula for calculating the maximum supply Q_{umax} of a hydraulic pump, corresponding to the maximum allowable speed $[v_p]_{max}$ of the energy carrier:

$$Q_{umax} = (1.04... 2.08) \cdot d_2^2 \cdot [v_p]_{max} \cdot n^{-1} \quad (22)$$

The found value of Q_{umax} should be compared with the calculated value of Q_n according to the formula (9) and according to the average value of $Q_{um} = 0.5 \cdot (Q_{umax} + Q_n)$, select a specific model of a hydraulic pump of the NSH type.

Guided by the established recommendations [8], the stiffness of the spring 10 (see Fig. 2) we calculate $k'_1 = \theta_1 \cdot k_1 = 0.8 \cdot k_1$, where $\theta_1 = 0.8$. The preliminary strain $y'_{01} = \xi \cdot y_{01} = 1.05 \cdot y_{01}$ of spring 10 is determined according to the initial data and the formula ($y'_{01} = \xi \cdot y_{01}$), taking $\xi = 1.05$.

The height b_s of the ground chamfer of the valve part (first stage of sealing) SRE 3 PPG, at which the required wear resistance of this part of SRE 3 is ensured, is found according to the formula given in the paper [3], having previously determined the average driving force $F_{rcm} = 0.5 \cdot \{ k_1 \cdot [h + \theta_1 \cdot h_{sp} + y_{01}(1 + \theta_1 \cdot \xi)] - p_2 \cdot A_2 \}$ of the movement of SRE 3 on its reverse course:

$$b_s \geq 1.38 \cdot d_1 - 1 \sqrt{[F_{rcm} / (d_1^2 \cdot \sigma_{pp})]} + 1, \quad (23)$$

where σ_{pp} is the elastic limit of the saddle material 4 PPG. The formula (23) is valid for the angles of the cones $\alpha = 60^\circ$ of the valve part of the SRE 3 and the seat 4.

The parameters of coiled springs 8 and 10 are calculated according to the standard methodology given in DSTU 13764-68, DSTU 23776-68), and all other geometric dimensions of the PPG are determined by the designer during the development of the PPG PD according to the generally accepted rules for the design of hydraulic and, in particular, hydropulse machines, mechanisms and devices [1 – 16].

After the development of the DP PPG, it is also necessary to check for strength (for cutting and creasing) the cutting of plugs 5 and 20 (see Fig. 2), which are subjected to cyclic load due to the action of pulsating high pressure on these parts with an amplitude $\Delta p = p_1 - p_2$. According to the accepted input data, the material of case 1 is steel 45, or 40X, 34 ... 42 HRCe (hardening in lubricant, tempering). From the same material and heat treatment, it is advisable to make a body 18 of the throttle for adjusting the landing mode SRE 3, and for plugs 5 and 20, use steel 45, 240 ... 250 HB (improvement, tempering). Since, in accordance with the intended type of heat treatment, the materials of cases 1 and 18 are more durable, the calculation of the cutting stresses τ_{zr} and crushing σ_{zm} should be performed for cutting plugs 5 and 20 according to the formulas given in the textbooks from the course "Machine Parts" [17, 18]:

$$\tau_{zr} = F_{japmax} / (\pi \cdot d_j \cdot k_{pr} \cdot H_{jp} \cdot k_{mp}) \leq [\tau_{zr}]; \quad (24)$$

$$\sigma_{zm} = 4 \cdot F_{japmax} / [\pi \cdot (d_j^2 - D_{1k}^2) \cdot z_{jp}] \leq [\sigma_{zm}], \quad (25)$$

where $F_{japmax} = p_1 \cdot A_{jp}$ is the maximum axial force acting on the area A_{jp} of the cross-section of plugs 5 and 20 ($j = 5; 20$); D_j – outer diameter of cork cutting 5 and 20; k_{pr} is the coefficient of completeness of the slicing ($k_{pr} \approx 0.87$ – for metric triangular slicing); H_{jp} is the cutting height of corks 5 and 20; $k_{mp} \approx 0.55$ is the coefficient of uneven distribution of the load along the turns of the slicing; D_{1k} is the inner diameter of the slicing in bodies 1 and 18 ($k = 1; 18$); $z_{jp} = H_{jp} / p_j$ is the number of turns on the twisting length of the cut (cutting length) of corks 5 and 20; p_j is the step of cutting corks 5 and 20 ($j = 5; 20$); $[\tau_{zr}] = 125 MPa$, $[\sigma_{zm}] = 610 MPa$ – respectively, the permissible shear and crease stresses for steel 45 under pulsating load mode [19, 20]. If necessary, other types of verification calculations can be performed, for example, calculation of the reliability of the PPG operation with the determination of the main reliability indicators [17, 18] – reliability, durability, maintainability and safety.

The main parameters of the PD of a parametric single-stage PPG with adjustable pressure "closing" p_2 , determined according to the described design calculation methodology, are given in Table 1.

Table 1

Main design parameters of the design of the prototype of the PPG

Parameter name	Unit Measurement	Numeric parameter value
Nominal (average) consumption Q_{nm} of energy carrier	m^3/s	$1,14 \cdot 10^{-3}$
Nominal pressure of the "opening" p_1	MPa	10
Frequency control range ν of pressure pulses at nominal flow rate Q_{nm}	Hz	10...100
Maximum cross-sectional area of the throttle adjustment of the landing mode SRE 3	m^2	$5 \cdot 10^{-8}$
Spring stiffness: 5 - pressure regulator "opening" $p_1 - k_1$ 10 - pressure regulator "closing" $p_2 - k'_1$	N/m	$6,08 \cdot 10^4$
	N/m	$4,86 \cdot 10^4$
Specified limits for adjusting the pre-deformation of springs: 8 - opening pressure regulator" - y_{01} 10 - pressure regulator "closing" - y'_{01}	m	$(5...17) \cdot 10^{-3}$
	m	$(5...18) \cdot 10^{-3}$
The diameter of the conditional passage of the PPG du is equal to the diameter d_1 of the first stage of PPG sealing	m	$12 \cdot 10^{-3}$
Diameter d_2 of the second stage of PPG sealing	m	$18 \cdot 10^{-3}$
The refined internal gear ratio of the PPG u_{21} by $\theta = 0.8$ and $\zeta = 1.05$	-	0,058
The nominal pressure of the "closing" p_2 , determined at the specified values p_1, u_{21}, θ and ζ	MPa	4,42
Positive overlap of SRE 3 h_{sp}	m	$4,5 \cdot 10^{-3}$
Negative overlap of SRE 3 $h_{sv} = d_{oz}$	m	$4,0 \cdot 10^{-3}$
Full stroke of the SRE 3 $h = h_{sp} + h_{sv}$	m	$8,5 \cdot 10^{-3}$
Estimated number of radial holes in sleeve 2	-	18
Summary total stiffness of the elastic link of PPG, HPD $k_{\Sigma 1} = k_1 + k_{GL} = k_1 + A^2 \cdot 2 \cdot \kappa / W_{0\Sigma max}$	N/m	$1,23 \cdot 10^5$
Consolidated total hardness of GL k_{GL} at $W_{0\Sigma max} = 1.5 \cdot 10^{-3} m^3$	N/m	$6,25 \cdot 10^4$

Conclusions

The developed method for the design calculation of a parametric single-stage PPG with adjustable pressure "closing" p_2 allows you to determine all the main energy, power and geometric parameters of the generator and can be used for the design calculation of single-stage PPG of other types and schemes of connection to the actuator hydraulic motors (hydraulic cylinders) of the hydropulse drive of vibration or vibration shock machines.

REFERENCES

- [1] R. D. Iskovych-Lototskyi, R. R. Obertyukh, M. R. Obertyukh, V. I. Tomchuk "Pressure pulse generators for hydraulic impulse drives of technological machines", Collection of scientific papers of the Kirovohrad State Technical University. Vyp. 7. Kirovograd: KSTU, pp. 9 – 14. 2000.
- [2] R. D. Iskovich-Lototsky, R. R. Obertyukh, I. V. Sevostyanov "Processes and Machines of Vibration and Vibration Shock Technologies": monograph. Vinnytsia: UNIVERSUM Vinnytsia, 2006. – 291 p.
- [3] R. D. Iskovych-Lototskyi, R. R. Obertyukh, M. R. Arkhipchuk "Pressure pulse generators for control of hydraulic impulse drives of vibration and vibration shock technological machines": monograph. Vinnytsia: UNIVERSUM. Vinnytsia, 2008. 171 p.
- [4] R. R. Obertyukh, M. R. Arkhipchuk "Pressure pulse generators with the parametric principle of second stage control", Vibrations in engineering and technology. 2009. №4 (56). P. 60 – 65.
- [5] R. R. Obertyukh, A. V. Slabkyi, S. R. Andrukhov, V. O. Kudrash "Parametric single-stage generators of pressure pulses of increased throughput", Bulletin of Mechanical Engineering and Transport – No. 1, 2019. P. 40 – 48.
- [6] R. R. Obertyukh, A. V. Slabkyi, Devices for vibration turning based on a hydropulse drive: monograph. Vinnytsia: VNTU, 2015. \u2012164 p.
- [7] R. D. Iskovych-Lototskyi, R. R. Obertyukh, O. V. Polishchuk "The use of a hydropulse drive in the equipment of processing industries": a monograph. Vinnytsia: UNIVERSUM . Vinnytsia, 2013. 116 p.

- [8] R. R. Obertyukh, A. V. Slabkyi, and O. V. Shpak, "HYDROPULSE PARAMETRIC SINGLE-STAGE PRESSURE PULSE GENERATOR WITH ADJUSTABLE PRESSURE 'CLOSURE'", Bulletin of VPI, Vol. 4, pp. 179–185, August. 2025.
- [9] R. Obertyukh, A. Slabkyi, O. Petrov, and D. Bakalets, "Substantiation of the methodology for calculating the design of a small-sized hydraulic pulse vibrator," Vibroengineering Procedia, vol. 56, pp. 22–28, Oct. 2024, doi: 10.21595/vp.2024.24512.
- [10] Obertyukh, R., Slabkyi, A., Petrov, O., Bakalets, D., Sukhorukov, S. (2022). Substantiation of the Design Calculation Method for the Vibroturning Device. In: Ivanov, V., Trojanowska, J., Pavlenko, I., Rauch, E., Peraković, D. (eds) Advances in Design, Simulation and Manufacturing V. DSMIE 2022. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-031-06025-0_19
- [11] R. R. Obertyukh, A. V. Slabkyi, M. V. Marushchak, "Vibration-shock hydropulse devices of increased speed for dynamic strain hardening of the surfaces of machine parts with a built-in pressure pulse generator", Scientific Notes, Lutsk, Issue 59, pp. 204–211, 2017.
- [12] Obertyukh, R., Slabky, A., Polishchuk, L., Povstianoi, O., Kumargazhanova, S., & Satymbekov, M. (2022). DYNAMIC AND MATHEMATICAL MODELS OF THE HYDROIMPULSIVE VIBRO-CUTTING DEVICE WITH A PRESSURE PULSE GENERATOR BUILT INTO THE RING SPRING. Informatyka, Automatyka, Pomiary W Gospodarce I Ochronie Środowiska, 12(3), 54–58. <https://doi.org/10.35784/iapgos.3049>
- [13] Obertyukh, R., Slabkyi, A., Petrov, O., Kudrash, V. (2021). Mathematical Modeling of the Device for Radial Vibroturning. In: Tonkonogyi, V., et al. Advanced Manufacturing Processes II. InterPartner 2020. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-030-68014-5_55
- [14] R. R. Obertyukh, A. V. Slabkyi, O. V. Polishchuk, and O. S. Ganpanturova, "Hydropulse small-sized vibrators based on welt springs", TDC, Vol. 15, vol. 1, pp. 124–130, Jul 2022.
- [15] Gevko B.M. Hydraulic Drive and Hydroautomation of Agricultural Technology: Manual / B.M. Hevko, S.G. Bilyk., A.Y. Linyk, O.V. Flonts Ternopil: Publishing House of TNTU named after Ivan Pulyuy: 2015, 384 p.
- [16] Kovalev, I. O. Hydraulics, hydro- and pneumoprivody: nauch. Manual. Sumy: Sumy State University, 2016. 250 p.
- [17] Markhel I. I. Details of machines: textbook / I. I. Markhel. K. : Alerta, 2017. 368 p. (in Russian)
- [18] Pavlyshche V. T. Fundamentals of Construction and Calculation of Machine Parts. L. : Afisha, 2004. 578 p.
- [19] DSTU 2444-94. Calculations and Strength Tests. Resistance to fatigue. Terms and definitions.
- [20] Resistance of materials. Textbook /G. S. Pysarenko, O. L. Kvitka, E. S. Umansky. For a row. G. S. Pysarenko. K.: Vyscha shkola, 1993. 655 p.

Obertykh Roman – Cand. Sc. (Eng.), Associate professor, Professor of department industrial engineering, <https://orcid.org/0000-0003-2939-6582>, e-mail: obertyuh557@gmail.com

Slabkyi Andrii – Cand. Sc. (Eng.), Associate Professor, Associate Professor of Department of Internal Engineering, <https://orcid.org/0000-0001-9284-2296>, slabkiyandrey@gmail.com

Kotyk Serhii – Ph. D. Student of the Department of Industrial Engineering, <https://orcid.org/0009-0000-9396-7189>, e-mail: sergii.kotik@gmail.com

Kudrash Vitaliy – Assistant of the Department of Industrial Engineering, <https://orcid.org/0000-0003-0380-8120>, e-mail: lisovoy844@gmail.com

Bakalets Dmytro – Cand. Sc. (Eng.), Associate Professor, Associate Professor of the Department of Industrial Engineering, <https://orcid.org/0000-0003-1528-2066>, e-mail: BacaletsDima@gmail.com

Vinnitsia national technical university, Vinnitsia

Р. Р. Обертюх
А. В. Слабкий
С. І. Котик
В. О. Кудраш
Д. В. Бакалець

Методика проектного розрахунку параметричного однокаскадного генератора імпульсів тиску з регульованим тиском «закриття»

Вінницький національний технічний університет

На основі якісного аналізу будови та принципу дії параметричного однокаскадного генератора імпульсів тиску з регульованим тиском «закриття» р2 розроблена конструкція дослідного зразка генератора. В статті описано принцип роботи розробленої конструкції та описано з обґрунтування конструктивне виконання елементів конструкції та їх взаємодія з іншими елементами конструкції. Методика проектного розрахунку розроблена на базі загальноприйнятих інженерно-наукових засад та досвіді проектування і експлуатації обладнання на базі пневмо- та гідроімпульсного приводу вібраційних та віброударних машин. В роботі представлений зразок початкових даних, що необхідний для розроблення методики проектного розрахунку параметричного однокаскадного генератора імпульсів тиску з регульованим тиском «закриття» р2.

Грунтуючись на аналізі конструкції дослідного зразка генератора, прийнятих початкових (вхідних) даних і наведеному в літературних джерелах досвіді проектуванні гідроімпульсного приводу та генераторів імпульсів тиску, розроблено методику проектного розрахунку параметричного однокаскадного генератора імпульсів тиску з регульованим тиском «закриття» р2 та визначено його основні енергетичні, силові та геометричні параметри конструкції дослідного зразка як гідроімпульсного приводу так і генератора імпульсів тиску. Представлені математичні залежності дозволяють змінювати параметри генератора імпульсів тиску під відповідні техніко-економічні параметри технологічного процесу.

Також в роботі обґрунтовано використання поняття «цикловий коефіцієнту імпульсу тиску», точне значення якого може бути знайдено тільки за результатами експериментальних досліджень дослідного зразка генератора імпульсів тиску. Для проектного розрахунку, ґрунтуючись на рекомендаціях дослідників гідроімпульсного приводу, використовується коефіцієнт запасу у межах 10...25 відсотків від номінального значення.

Ключові слова: методика проектного розрахунку; генератор імпульсів тиску; ущільнення; гідравлічна ланка; гідроімпульсний привід; прес; привід; подача; тиск; удар.

Обертюх Роман Романович – канд. техн. наук, доцент, професор кафедри галузевого машинобудування, <https://orcid.org/0000-0003-2939-6582>, e-mail: obertyuh557@gmail.com

Слабкий Андрій Валентинович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри галузевого машинобудування, <https://orcid.org/0000-0001-9284-2296>, e-mail: slabkiyandrey@gmail.com

Котик Сергій Іванович – аспірант кафедри галузевого машинобудування, <https://orcid.org/0009-0000-9396-7189>, e-mail: sergii.kotik@gmail.com

Кудраш Віталій Олександрович – асистент кафедри галузевого машинобудування, <https://orcid.org/0000-0003-0380-8120>, e-mail: lisovoy844@gmail.com

Бакалець Дмитро Віталійович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри галузевого машинобудування, <https://orcid.org/0000-0003-1528-2066>, e-mail: BaqaletsDima@gmail.com

О. Г. Пелех¹
Р. В. Зінько¹
А. П. Поляков²
Ю. Ю. Скварок³
О. М. Бадейнов⁴

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРУЖНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ПІДВІСКИ АВТОМОБІЛЯ

¹Національний університет «Львівська політехніка»

²Вінницький національний технічний університет

³Дрогобицький державний педагогічний університет ім. І. Франка

⁴Львівський науково-дослідний інститут судових експертиз

Плавність ходу, керованість, курсову стійкість і безпеку руху транспортного засобу визначається параметрами підвіски автомобіля. На динамічні показники автомобіля, рівень комфорту та ресурс елементів ходової частини впливає відповідність силових характеристик пружних елементів підвіски розрахунковим параметрам.

У статті наведено результати експериментального дослідження параметрів пружних елементів підвіски автомобіля та визначення залежності коефіцієнта жорсткості від величини деформації. Проаналізовано теоретичний і експериментальні методи визначення жорсткості гвинтових пружин та обґрунтовано вибір стендового методу з використанням тензометричного датчика навантаження. Розроблено методику проведення випробувань із поетапним навантаженням та розвантаженням пружини з фіксацією переміщення і прикладеної сили.

Експериментально досліджено дві пружини задньої підвіски – з постійним і змінним діаметром дроту. Для кожного зразка отримано аналітичні залежності жорсткості від деформації при навантаженні та розвантаженні, визначено середньоквадратичну і відносну похибку апроксимації. Встановлено, що пружина з постійним діаметром дроту характеризується більш стабільною (квазі-лінійною) зміною жорсткості, тоді як пружина зі змінним діаметром має виражену нелінійну (прогресивну) характеристику. Виявлено наявність гістерезисних явищ, що зумовлюють відмінність силових характеристик при навантаженні та розвантаженні.

У статті наведено результати експериментального дослідження параметрів силових характеристик пружних елементів підвіски автомобіля з використанням стенду з тензометричною системою вимірювання навантаження. Визначення локальних значень коефіцієнта жорсткості в усьому робочому діапазоні деформацій пружин, а також аналіз процесів навантаження і розвантаження забезпечується запропонованою методикою, яка дозволяє оцінювати відповідність пружин нормативним характеристикам, визначати мінімальні та максимальні значення коефіцієнта жорсткості, аналізувати гістерезисні явища та залишкові деформації, виконувати підбір пар пружин з близькими характеристиками для встановлення на одну вісь автомобіля.

Отримані результати можуть бути використані для діагностики технічного стану пружин, підбору пар елементів на одну вісь, оптимізації конструктивних параметрів та налаштування характеристик підвіски транспортних засобів.

Ключові слова: підвіска автомобіля; гвинтова пружина; коефіцієнт жорсткості; експериментальні дослідження; тензодатчик; нелінійна характеристика; гістерезис; деформація; силова характеристика.

Вступ

Підвіска автомобіля є однією з ключових систем, що визначає плавність ходу, керованість, курсову стійкість і безпеку руху транспортного засобу. Одним із основних її елементів є гвинтова пружина, яка забезпечує сприйняття та перерозподіл вертикальних навантажень, демпфування коливань і підтримання необхідного дорожнього просвіту. Відповідність силових характеристик пружних елементів розрахунковим параметрам безпосередньо впливає на динамічні показники автомобіля, рівень комфорту та ресурс елементів ходової частини.

Теоретичне визначення жорсткості циліндричної гвинтової пружини [1] ґрунтується на відомих аналітичних залежностях, що враховують модуль зсуву матеріалу, геометричні параметри дроту та навивки, а також кількість робочих витків. Проте в реальних умовах експлуатації силова характеристика пружини може відхилитися від теоретично розрахованої внаслідок технологічних допусків, термічної обробки, залишкових напружень, втомних явищ, корозійного впливу та локальних

пластичних деформацій. Особливо це стосується пружин зі змінною геометрією (конічних, бочкоподібних, зі змінним діаметром дроту), для яких жорсткість є нелінійною функцією деформації.

У зв'язку з цим актуальним є проведення експериментальних досліджень, спрямованих на визначення реальних значень коефіцієнта жорсткості пружин підвіски в усьому робочому діапазоні навантажень, а також аналіз їх зміни під час навантаження і розвантаження з урахуванням гістерезисних явищ. Особливу практичну цінність мають методики, що дозволяють визначати локальні значення жорсткості в заданих точках характеристики та оцінювати залишкову деформацію після прикладення максимального навантаження.

Метою роботи є експериментальне дослідження параметрів пружних елементів підвіски автомобіля та визначення залежності коефіцієнта жорсткості від величини деформації для пружин різної конструкції – з постійним і змінним діаметром дроту. Для досягнення поставленої мети було розроблено та використано випробувальний стенд із тензOMETричною системою вимірювання навантаження, що забезпечує можливість реєстрації силових параметрів у широкому діапазоні стискування.

Об'єктом дослідження є пружини задньої підвіски легкового автомобіля, а предметом – їх силові характеристики та закономірності зміни жорсткості під дією зовнішнього навантаження. Отримані результати можуть бути використані для діагностики технічного стану пружин, удосконалення їх конструкції, підбору парних елементів на одну вісь, а також для оптимізації параметрів підвіски транспортних засобів різного призначення.

Результати дослідження

Методи дослідження жорсткості пружини підвіски автомобілів [2]. Теоретичний метод визначення жорсткості пружини:

$$k = \frac{Gr^4}{4nR^3} = \frac{Gd^4}{8nD^3},$$

де G – модуль зсуву; n – кількість витків; r – радіус прутка; d – діаметр прутка; R – радіус навивки; D – діаметр навивки.

Для пружинної сталі модуль зсуву знаходиться в межах від 77 до 85 ГПа. Застосовується для циліндричних пружин з сталою жорсткістю.

При експериментальному методі визначення жорсткості пружини використовується ручний прес, ваги і вимірювальна лінійка. На ваги встановлюють дерев'яну плиту, площею більше площі основи пружини, на яку встановлюють пружину. На верхню основу пружини накладають іншою дерев'яною плитою і заміряють довжину пружини. Плити з пружиною встановлюють на ручний прес і навантажують пружину з зусиллям до моменту контакту витків пружини, це зусилля залежить від параметрів пружини і визначає її жорсткість. При цьому методі визначається тільки жорсткість пружини при максимальному навантаженні.

Метод дослідження жорсткості пружини за допомогою розробленого стенду для перевірки пружин. Стенд може використовуватися для діагностики та вимірювання навантажень циліндричних, конічних і бочкоподібних пружин підвіски автомобілів невеликої вантажності, перевірки їх працездатності та визначення відхилення геометричних розмірів і перекосів, що виникають при роботі пружини в складі підвіски.

Призначення стенду:

- для перевірки відповідності силових характеристик пружин вимогам нормативно-технічної документації;
- для розроблення та модернізації пружин, зокрема виконання оперативних вимірювань під час доведення параметрів у процесі випробувань;
- для діагностування пружин підвіски в умовах сервісних станцій технічного обслуговування – з метою оцінювання їх працездатності під час комплексного ремонту ходової частини автомобіля;
- для підбору пружин у спортивних і тюнінгованих автомобілях – з метою точного налаштування підвіски відповідно до характеристик траси, розподілу маси автомобіля та забезпечення максимального зчеплення коліс із покриттям і мінімізації часу проходження кола;
- для здійснення вхідного контролю – перевірки відповідності пружин заявленим характеристикам під час закупівлі партій продукції та постачання на складальні лінії;

– для гарантійного аналізу – встановлення обґрунтованості рекламаций щодо явних або прихованих дефектів, що виникли в процесі експлуатації.

Функціональні можливості станду.

Стенд забезпечує виконання таких видів випробувань:

- перевірку за встановленим стандартним переліком параметрів. У стандартній базі передбачені штатні пружини автомобіля «Славути» та їх нормативні значення зусиль;
- визначення жорсткості пружини відповідно до моделі, заданої користувачем. У моделі можуть задаватися дві контрольні точки – за значенням сили або за висотою;
- проведення контролю в одній заданій точці (за висотою чи зусиллям) із визначенням жорсткості поблизу цієї точки;
- виконання довільних вимірювань із плавним регулюванням навантаження стиснення.



Рис. 1. Стенд для контролю характеристик пружин

Таблиця 1

Основні технічні характеристики станду

Параметр	Значення
Загальний діапазон вимірювання зусиль, кг	0–2000
Максимальна похибка вимірювання зусилля, кгс	±2
Найбільша висота досліджуваних пружин, мм	500
Діапазон вимірювання висоти пружини, мм	100–500
Максимальна похибка вимірювання висоти, мм	±0,2
Діапазон внутрішніх діаметрів пружин, мм	68–150
Габаритні розміри (В × Ш × Г), мм	1980 × 750 × 400

Стенд дозволяє:

- порівнювати параметри пружин із нормативними даними виробника та визначати їх придатність до експлуатації; здійснювати порівняння пружин, встановлених на одній осі автомобіля, де різниця зусиль зазвичай не повинна перевищувати 12 кг (залежно від марки автомобіля);
- формувати пару пружин з максимально близькими характеристиками для встановлення на одну вісь;
- виявляти перекося та геометричні відхилення пружини під час стиснення;
- визначати коефіцієнт жорсткості в будь-якій точці робочого діапазону по висоті;

- оцінювати залишкову деформацію (усадку) після прикладення максимального навантаження;
- підбирати пружини для зміни кліренсу автомобіля – як для його збільшення, так і для зменшення;
- перевіряти нові пружини перед їх монтажем на транспортний засіб.

Запропонований метод забезпечує можливість визначення локальних значень жорсткості в будь-якій точці характеристики пружини, проте потребує значних витрат і є економічно доцільним переважно за великих обсягів випробувань.

Методика експериментального дослідження.

Проаналізувавши методи визначення жорсткості пружини експериментальним шляхом для виконання експериментального дослідження було обрано третій метод.

Обладнання для проведення експериментального дослідження.

Для експериментального дослідження використали наступне обладнання: домкрат, тензодатчик, аналог динамометра ДОСМ-3-1.

Технічні характеристики тензодатчика:

- межі вимірів – від 1 кН до 10 кН (від 100 кг до 1 т);
- ціна найменшого поділу шкали, від найбільшої межі виміру
- не менше 0,2%;
- поріг чутливості, від максимальної межі виміру - більше 0,02%;
- значення різниці показань динамометра при навантаженні і розвантаженні при 50% навантаженні, від вимірюваного значення - не більше 0,8%;
- неповернення покажчика на нульову позначку при розвантаженні динамометра - не більше 0,5 поділки;
- температура довкілля – від -60 ° С до +60 ° С;
- відносна вологість - не більше 85%;
- габаритні розміри – 190 × 165 × 105 мм;
- маса – не більше 2 кг.

Порядок виконання експерименту.

Пружина 5 встановлюється на прес і синхронізується з лінійкою 2. За допомогою домкрата 1 усуваються зазори і на тензодатчику 3 виставляється значення «0».

Виконується тестове навантаження до 80-90% від максимального навантаження, визначаються покази тензодатчика. Пружина розвантажується. Пружина навантажується на 5-10% від максимального навантаження. При цьому усуваються зазори в елементах випробувального стенду для зменшення похибки вимірювання. Потім пружина навантажується з крок переміщення 5 мм на вимірювальній лінійці. При цьому записуються покази динамометра. При кожному навантаженні записуються значення переміщення вказівника і показники динамометра. Навантаження виконують повного стискання пружини, далі знімаються показники до повного розвантаження пружини.

Калібрування тензодатчика – це процес встановлення точної відповідності між вихідним електричним сигналом (зазвичай у мілівольтах) та прикладеним фізичним навантаженням (вагою).

Підготовка до стандартного калібрування: Прогрів: Увімкнена система (датчик + ваговий індикатор/контролер) на протязі 15–30 хвилин для стабілізації температурних показників. Далі виконана перевірка установки: датчик встановлений рівно, без перекосів, а на платформі немає сторонніх предметів.

Для процесу калібрування використовують метод двох точок:

1. Встановлення "Нуля" (Zero Calibration).
2. Калібрування вагою (Span Calibration): встановлення на платформі еталонної гирі (2 кг). Ввід на клавіатурі індикатора точне значення ваги цієї гирі. Очікування стабілізації та підтвердження значення ("Enter/Done").
3. Перевірка точності: лінійність: еталонну вагу знято, індикатор повернувся до нуля. Гістерезис: вимірювання повторно виконано з різними вагами – точність в однакова на всьому діапазоні.

У ході експериментального дослідження жорсткості пружини задньої підвіски автомобіля ЗАЗ Sens було зафіксовано значення переміщення (стискання) пружини та відповідні покази динамометра.

Під час обробки результатів виконано такі етапи:

- покази шкали індикатора динамометра, використовуючи дані, наведені на рис. 3, перераховано у значення прикладеної сили;
- на основі отриманих експериментальних даних визначено коефіцієнт жорсткості пружини.

За результатами дослідження встановлено мінімальне та максимальне значення коефіцієнта жорсткості. Для аналізу залежності жорсткості від величини деформації було обрано дві пружини: з

постійним діаметром дроту та зі змінним діаметром дроту [3-5].

Пружина з постійним діаметром прута (рис. 3) має наступні параметри: вага – 1,84 кг, діаметр 1 – 13 мм, зовнішній діаметр – 155 мм, довжина – 230 мм.

Пружина зі змінним діаметром прута (рис. 4) має наступні параметри: вага – 2,3 кг, діаметр 1,1 – 8,2 мм, діаметр 2,1 – 14,59 мм, діаметр 3,1 – 8,7 мм, зовнішній діаметр – 162 мм, довжина – 244 мм.



Рис. 2. Експериментальне дослідження пружини: 1 – домкрат, 2 – лінійка, 3 – тензодатчик, 4 – опорна площадка, 5 – пружина



Рис. 3. Пружина з постійним діаметром дроту



Рис. 4. Пружина зі змінним діаметром дроту

При дослідженнях отримані результати.

1. Дослідження залежності жорсткості пружини з постійним діаметром дроту від деформації (рис. 5, рис. 6).

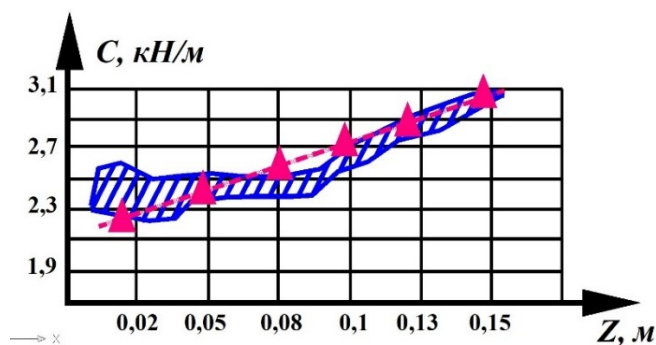


Рис. 5. Залежність жорсткості пружини з постійним діаметром дроту від деформації при навантаженні

Залежність жорсткості пружини при навантаженні

$$C_p = 44392 \cdot z + 22811.$$

Середньоквадратична похибка рівняння:

$$S_e = \sqrt{\frac{\sum(C_p - \tilde{C}_p)^2}{n-2}} = 1093,91, \text{ Н/м.}$$

Відносна похибка складе:

$$\varepsilon = \frac{S_e}{C_p} * 100\% = 4,32\%.$$

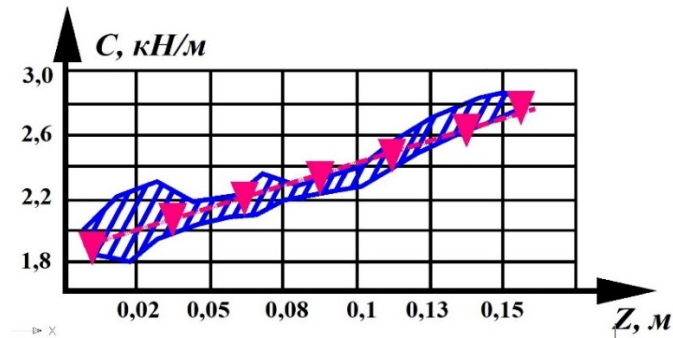


Рис. 6. Залежність жорсткості пружини з постійним діаметром дроту від деформації при розвантаженні

Залежність жорсткості пружини при вивільненні

$$C_p = 64987 \cdot z + 20211.$$

Визначимо середньо квадратичну похибку рівняння:

$$S_e = \sqrt{\frac{\sum(C_p - \tilde{C}_p)^2}{n-2}} = 931,01, \text{ Н/м.}$$

Відносна похибка складе:

$$\varepsilon = \frac{S_e}{C_p} * 100\% = 3,9\%.$$

В результаті експерименту отримано:

- мінімальне значення коефіцієнту жорсткості $C_{p \min} = 19019,42 \text{ Н/м}$;
- максимальне значення коефіцієнту жорсткості $C_{p \max} = 30691 \text{ Н/м}$.

2. Дослідження залежності жорсткості пружини зі змінним діаметром прута від деформації (рис. 7, рис. 8).

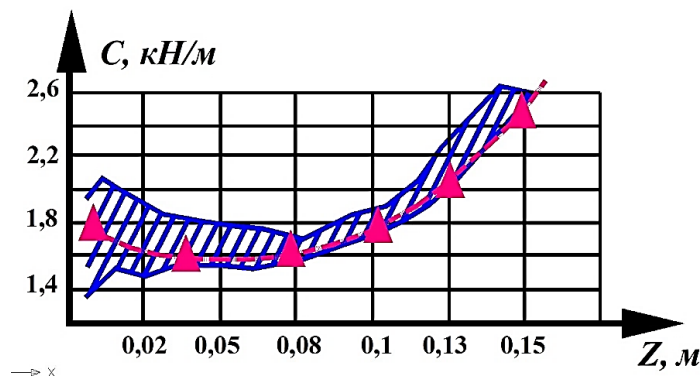


Рис. 7. Залежність жорсткості пружини зі змінним діаметром дроту від деформації при навантаженні

Залежність жорсткості пружини при навантаженні

$$C_p = 106 \cdot z^2 + 109971 \cdot z + 18992.$$

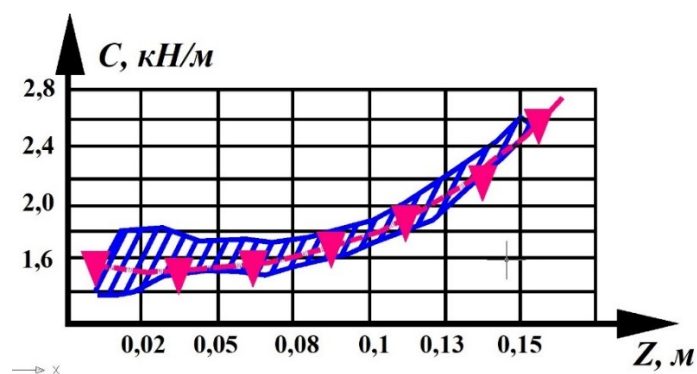


Рис. 8. Залежність жорсткості пружини зі змінним діаметром дроту від деформації при розвантаженні

Визначимо середньо квадратичну похибку рівняння:

$$S_e = \sqrt{\frac{\sum(C_p - \bar{C}_p)^2}{n-2}} = 1045,1, \text{ Н/м.}$$

Відносна похибка складе:

$$\varepsilon = \frac{S_e}{\bar{C}_p} * 100\% = 5,6\%.$$

Залежність жорсткості пружини при розвантаженні

$$C_p = 716912 \cdot z^2 + 48211 \cdot z + 15967.$$

Визначимо середньо квадратичну похибку рівняння:

$$S_e = \sqrt{\frac{\sum(C_p - \bar{C}_p)^2}{n-2}} = 1531,33, \text{ Н/м.}$$

Відносна похибка складе:

$$\varepsilon = \frac{S_e}{\bar{C}_p} * 100\% = 8,0\%.$$

В результаті експерименту отримано:

- мінімальне значення коефіцієнту жорсткості $C_p \min = 10911 \text{ Н/м}$;
- максимальне значення коефіцієнту жорсткості $C_p \max = 26569,8 \text{ Н/м}$.

Висновки

У роботі виконано експериментальне дослідження силових характеристик пружних елементів підвіски автомобіля з використанням стенду з тензометричною системою вимірювання навантаження. Реалізована методика забезпечує можливість визначення локальних значень коефіцієнта жорсткості в усьому робочому діапазоні деформацій, а також аналізу процесів навантаження і розвантаження.

Для пружини з постійним діаметром дроту встановлено, що її жорсткість у дослідженому діапазоні деформацій змінюється в межах $C_p \min = 10911 \text{ Н/м}$.

Отримані апроксимаційні залежності при навантаженні та розвантаженні характеризуються відносною похибкою 4,32% та 3,9% відповідно, що свідчить про достатню точність побудованих моделей. Виявлено наявність гістерезису, що проявляється у різниці характеристик при навантаженні й розвантаженні.

Для пружини зі змінним діаметром дроту встановлено суттєво виражений нелінійний характер зміни жорсткості від деформації. Значення коефіцієнта жорсткості змінюється в межах $C_p \max = 26569,8 \text{ Н/м}$.

Отримані квадратичні залежності адекватно описують експериментальні дані з відносною похибкою 5,6% (при навантаженні) та 8,2% (при розвантаженні).

Порівняльний аналіз показав, що пружина з постійним діаметром дроту має більш стабільну характеристику жорсткості та менший рівень нелінійності, тоді як пружина зі змінним діаметром забезпечує прогресивну зміну жорсткості, що може бути доцільним для покращення плавності ходу при малих навантаженнях і підвищення несучої здатності при великих деформаціях.

Запропонована методика експериментального визначення жорсткості дозволяє:

- оцінювати відповідність пружин нормативним характеристикам;

- визначати мінімальні та максимальні значення коефіцієнта жорсткості;
- аналізувати гістерезисні явища та залишкові деформації;
- виконувати підбір пар пружин з близькими характеристиками для встановлення на одну вісь автомобіля.

Отримані результати можуть бути використані під час діагностики технічного стану пружин підвіски, оптимізації конструктивних параметрів нових виробів, а також при налаштуванні підвіски транспортних засобів, зокрема в умовах експлуатації, сервісного обслуговування та спортивного застосування.

Подальші дослідження доцільно спрямувати на вивчення впливу циклічних навантажень, температурних факторів та втомних процесів на зміну силових характеристик пружних елементів підвіски.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] Конохов В.І., Хавін В.Л., Автономова Л.В. Розрахунки стержнів при крученні: навчально-методичний посіб. з розділу курсу «Опір матеріалів» для студентів машинобудівних спеціальностей. Х.: НТУ «ХПІ», 2011. 76 с.
- [2] Бойко В. С., Кириченко С. А. Пружинні сталі та їх термічне оброблення: сучасні підходи. *Металознавство та термічне оброблення металів*. 2020. № 3. С. 18-25.
- [3] ДСТУ 8429:2015. Прокат із ресорно-пружинної вуглецевої та легованої сталі. Технічні умови. Київ: ДП УкрНДНЦ, 2016.
- [4] ДСТУ EN 13906-1:2022. Циліндричні спіральні пружини з круглого дроту та прутка. Розрахунок і проектування. Частина 1. Пружини стискання. Київ: ДП УкрНДНЦ, 2022.
- [5] ДСТУ ISO 8458-2:2007. Дріт сталевий для механічних пружин. Частина 2. Київ: Держспоживстандарт України, 2009.

Пелех Олексій Романович – аспірант, <https://orcid.org/0009-0007-8410-9431>, e-mail: oleksii.r.pelekh@lpnu.ua
Зінко Роман Володимирович – д-р техн. наук, професор, професор кафедри проектування машин та автомобільного інжинірингу, <https://orcid.org/0000-0002-3275-8188>, e-mail: rzinko@gmail.com

Національний університет «Львівська політехніка» м. Львів

Поляков Андрій Павлович – д-р техн. наук, професор, професор кафедри автомобілів та транспортного менеджменту, <https://orcid.org/0000-0002-0413-6365>, e-mail: poliakovap61@gmail.com

Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця

Скварок Юрій Юліанович – канд. техн. наук, доцент, проректор з науково-педагогічної роботи та інформатизації, <https://orcid.org/0009-0007-7204-0588>, e-mail: y.skvarok@dspu.edu.ua

Дрогобицький державний педагогічний університет ім. І. Франка, м. Дрогобич

Бадейнов Олександр Михайлович – д-р філософії, судовий експерт, <https://orcid.org/0009-0005-4836-9514>, e-mail: badeynov@gmail.com

Львівський науково-дослідний інститут судових експертиз, м. Львів

O. Pelekh¹
R. Zinko¹
A. Polyakov²
Yu. Skvarok³
O. Badeynov⁴

Experimental study of elastic elements of car suspension

The smoothness of the ride, handling, directional stability and safety of the vehicle are determined by the parameters of the vehicle's suspension. The vehicle's dynamic performance, comfort level and service life of the chassis elements are influenced by the compliance of the force characteristics of the elastic suspension elements with the calculated parameters.

The article presents the results of an experimental study of the parameters of the elastic elements of the car suspension and the determination of the dependence of the stiffness coefficient on the magnitude of deformation. The theoretical and experimental methods for determining the stiffness of coil springs are analyzed and the choice of a bench method using a strain gauge load sensor is justified. A method for conducting tests with step-by-step loading and unloading of the spring with fixation of the displacement and applied force is developed.

Two rear suspension springs were experimentally investigated - with a constant and a variable wire diameter. For each sample, analytical dependences of stiffness on deformation during loading and unloading were obtained, and the root mean square and relative approximation errors were determined. It was established that a spring with a constant wire diameter is characterized by a more stable (quasi-linear) change in stiffness, while a spring with a variable diameter has a pronounced nonlinear (progressive) characteristic. The presence of hysteresis phenomena was revealed, which cause the difference in force characteristics during loading and unloading.

The article presents the results of an experimental study of the parameters of the force characteristics of the elastic elements of the car suspension using a stand with a strain gauge system for measuring the load. The determination of local values of the stiffness coefficient in the entire operating range of spring deformations, as well as the analysis of the loading and unloading processes is provided by the proposed method, determine the minimum and maximum values of the stiffness coefficient, analyze hysteresis phenomena and residual deformations, and select pairs of springs with similar characteristics for installation on one axle of the vehicle

The results obtained can be used to diagnose the technical condition of springs, select pairs of elements for one axle, optimize design parameters, and adjust vehicle suspension characteristics.

Keywords: car suspension; coil spring; stiffness coefficient; experimental studies; strain gauge; nonlinear characteristic; hysteresis; deformation; force characteristic.

Pelekh Oleksii – postgraduate student, <https://orcid.org/0009-0007-8410-9431>, e-mail: oleksii.r.pelekh@lpnu.ua

Zinko Roman – Dr. Sc. (Eng.), Professor, Professor of the Department of Machine Design and Automotive Engineering, <https://orcid.org/0000-0002-3275-8188>, e-mail: rzinko@gmail.com

Polyakov Andrii – Dr. Sc. (Eng.), Professor, Professor of the Department of Automobile and Transport Management, <https://orcid.org/0000-0002-0413-6365>, e-mail: poliakovap61@gmail.com

Skvarok Yury – Cand. Sc. (Eng.), Associate Professor, Vice-Rector for Scientific and Pedagogical Work and Informatization, <https://orcid.org/0009-0007-7204-0588>, e-mail: y.skvarok@dspu.edu.ua

Badeynov Oleksandr – PhD, forensic expert, <https://orcid.org/0009-0005-4836-9514>, e-mail: badeynov@gmail.com

Р. І. Сивак¹
В. І. Музичук²
В. С. Наляжний¹

УЩІЛЬНЮВАНІСТЬ СИПУЧИХ МАТЕРІАЛІВ В УМОВАХ КОМБІНОВАНОГО ВІБРАЦІЙНОГО ВПЛИВУ

¹Вінницький національний технічний університет

²Вінницький професійний коледж сфери послуг

Насипна щільність та ущільнюваність сипких матеріалів відіграють важливу роль у технологічних процесах. Хоча стиснення статичним навантаженням можна відтворити та математично описати, вплив ударів та вібрацій залишається дуже погано вивченим. Вивчення реологічної поведінки дисперсних середовищ під механічним навантаженням має стратегічне значення для оптимізації промислових процесів, де пористість матеріалу критично залежить від системного стану ущільнення. Оскільки стандартні методика оцінки ущільнюваності мають переважно якісний характер, забезпечення відтворюваності реологічних характеристик в аерованому стані як базисному рівні потребує впровадження прецизійних математичних моделей. Тому, було проведено дослідження для вивчення впливу одноосового навантаження та вібрацій на стиснення сипучого матеріалу. Метою дослідження є комплексний аналіз ефективності комбінованого вібраційного впливу на процес ущільнення когезійного порошку каоліну H1 special. У межах роботи застосовано логарифмічну модель ущільнення, що демонструє високу якість апроксимації для тонкодисперсних систем при піковому статичному тиску, з урахуванням характеристичної довжини Янссена, коефіцієнта бічного тиску та тертя. Встановлено, що інтеграція динамічних навантажень суттєво трансформує безрозмірний коефіцієнт стисливості: від базового рівня 0,15 при статичному стисненні до 0,22 за умови осевих коливань (50 Гц, ~2g) та 0,32 при додаванні реверсивного крутильного впливу (45 Гц). Незважаючи на те, що додатковий динамічний тиск є незначним порівняно зі статичним максимумом, основним фізичним чинником виступає вібраційна рекомпація структури, яка забезпечує зростання об'ємної щільності за рахунок застосування комбінованого режиму ущільнення. Величина тангенціального прискорення дозволяє ефективно руйнувати когезійні арки, нівелювати ефект аркування за моделлю Янссена та усувати радіальну неоднорідність щільності. Впровадження розробленої конструкції пристрою для комбінованого впливу дозволяє досягати майже подвоєння насипної щільності та забезпечувати високу гомогенність структури композитів у промислових масштабах.

Ключові слова: дисперсне середовище, ущільнення, вібрація, когезійний порошок, тиск, тертя, рекомпація, об'ємна щільність.

Вступ

Сипучі тверді речовини під дією зовнішніх впливів поведуться інакше, ніж суцільні тверді тіла або рідини. Пористість сильно залежить від впливу механічних сил, що виникають шляхом стиснення, удару та вібрації. Це є системним станом ущільнення (Černý, 2023) [1]. За насипну густину зазвичай беруть густину матеріалу в його найбільш пухкому (аерованому) стані — без додаткового ущільнення. Аналіз методів вимірювань для аерованого стану виявив, що отримати відтворені вимірювання складно (Xiaoli Zhu, 2024) [2]. Вимірювання аерованої насипної густини є методично проблемним, навіть при однакових умовах складно отримати ідентичні результати, тому ці дані можуть мати похибку або варіативність. Аерований стан спостерігається на практиці рідко і лише протягом короткого часу. Однак, оцінка аерованого стану як початкового необхідна для визначення ущільнюваності. Тому процедуру заповнення градуйованої посудини необхідно перевірити на відтворюваність. Вибір методу заповнення є питанням досвіду, оскільки необхідно враховувати індивідуальні властивості конкретних сипучих матеріалів.

Окрім одноосові ущільнюваності, в якості міри ущільнюваності використовуються вібраційна густина та густина ущільнення. Однак точна інформація для їх коригування недоступна. (Szwajka, 2023) [3] або (Verkinova, 2026) [4], описують експериментальну процедуру ущільнення сипучих твердих матеріалів загалом як вимірювальний циліндр, який піддається певній кількості зовнішніх впливів, при цьому вібраційне ущільнення не згадується.

Стандарти також пропонують інформацію про різні процедури ущільнення. Однак вони зазвичай були розроблені для конкретних груп продуктів або галузей промисловості. Їх спільною рисою є те, що фізичні величини, які викликають стиснення, описуються якісно. Отже, результати різних методів не можна порівнювати.

Ущільнення стисненням одноосьовим тиском можна фізично відтворити, а криву густини, що залежить від нормального напруження, можна легко описати певною кількістю різних математичних рівнянь. Рівняння за (Rojek, 2016) [5] мають дуже високу якість апроксимації в діапазоні тиску до 30 кПа, що є актуальним для характеристики сипучих матеріалів.

Деякі конкретні публікації стосуються стискання сипучих матеріалів під впливом різних механічних сил з використанням порошкового тестера Карра (Dalirnasab, 2024; Xiao, 2025) [6, 7] в якості експериментального обладнання. (Lu, 2023) [8] вимірювали вплив відносної вологості навколишнього повітря на аеровану об'ємну щільність та на коефіцієнт стиснення згідно з (Berdychowski, 2022) [9]. Вимірювання показали однозначну залежність від вологості навколишнього повітря. Автори не згадують, яким чином вони визначали кількість ударів, а також не вимірювали значення уповільнення. (Mitrosz, 2025) [10] досліджували ударне стиснення залізного порошку та виявили певні залежності щільності від висоти падіння та кількості ударів. Як і інші автори, вони не реєструють значення уповільнення окрім ударного стиснення. Стиснення за допомогою вібрації має велике значення в промислових процесах. (Sharma, 2019) [11] аналізують дослідження кількох авторів, які застосовували різні методи стиснення і приходять до висновку, що інформація про значення частоти та прискорення є неоднозначною та неповною.

Метою статті є дослідження ефективності ущільнення сипучого матеріалу в умовах спільного впливу на зразок одноосьового стиснення і вібрацій.

Матеріали і методи

Ущільнення одноосьовим стисненням здійснюється на гідравлічному пресі (Zaid, 2023) [12], а для реалізації процесу комбінованого ущільнення із спільним використанням одноосьового стиснення і вібрацій пропонується схема пристрою представлена на рис. 1.

Спосіб ущільнення, що отримав назву комбіноване ущільнення, заснований на знакозмінному круговому рухові смності з композитним матеріалом та знакозмінному поступальному рухові робочого інструменту. У технологічній практиці не відомі пристрої, що забезпечують одночасний вплив на ущільнюване середовище кругового реверсивного та зворотно поступального руху робочого інструменту.

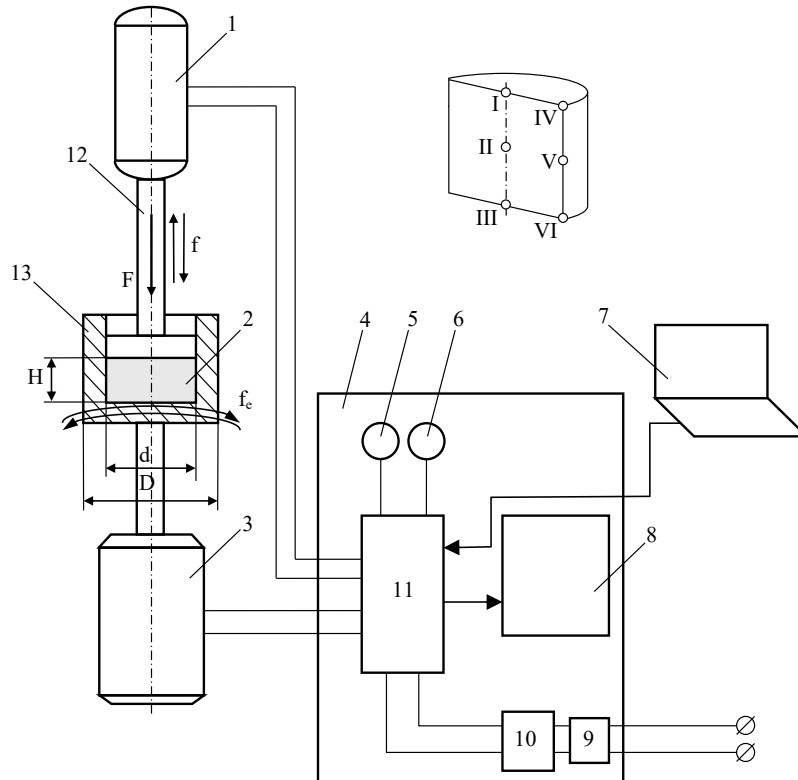


Рис. 1. Принципова схема пристрою створення комбінованого вібраційного впливу для ущільнення порошкового композиційного матеріалу: 1 – лінійний електродвигун; 2 – порошковий композиційний матеріал; 3 – кроковий електродвигун; 4 – блок управління; 5 – кнопка запуску; 6 – регулятор швидкості реверсу; 7 – персональний комп'ютер; 8 – екран режимів обробки; 9 – автоматичний вимикач; 10 – трансформатор; 11 – програмований контролер; 12 – абсолютно жорсткий шток; 13 – абсолютно жорстка смність; I, II, III, IV, V, VI – досліджувані точки на меридональному перетині зразка

Для оцінки ефективності комбінованого способу ущільнення проаналізовано порошки каоліну з діапазоном розмірів від 2,08 до 5,5 мкм. Окрім одноосового стиснення, порошки були ущільнені одночасним впливом одноосового стиснення і вібрацій. Вібрації створювались як повздовжніми коливаннями абсолютно жорсткого штока 12 так і крутильними коливаннями абсолютно жорсткої ємності 13. Плинність порошку каоліну H1 special з діаметром Заутера $d_{ST} = 2,08$ мкм після класифікації Jenike має значення $F_J = 3$. Це означає, що каолін H1 special повинен класифікуватися як когезійний порошок.

Згідно моделі Янссена характеристична довжина (Zhou, 2025) [13]:

$$\lambda = \frac{R}{2K\mu}, \quad (1)$$

де R – радіус зразка; K – коефіцієнт бічного тиску; μ – коефіцієнт тертя із стінкою.

Розподіл осового напруження (Samadi, 2022) [14]:

$$\sigma_z(z) = \sigma_{max} \cdot \frac{\cosh\left(\frac{H-z}{\lambda}\right)}{\cosh\left(\frac{H}{\lambda}\right)}, \quad (2)$$

де H – висота зразка; $z = 0$ – точки I, IV; $z = H/2$ – точки II, V; $z = H$ – точки III, VI.

Для створення моделі ущільнення прийємо логарифмічну залежність ущільнення, яка є типовою для тонкодисперсних порошоків (Mohmad, 2024) [15]:

$$\rho = \rho_0 \cdot \left(1 + a \cdot \ln\left(1 + \frac{\sigma_z}{\sigma_0}\right)\right), \quad (3)$$

де ρ_0 – початкова об'ємна щільність; a – безрозмірний коефіцієнт стисливості (ущільнюваності); σ_0 – характеристичний тиск початку інтенсивного ущільнення.

Фізично коефіцієнт a показує наскільки сильно змінюється щільність при зростанні напруження, «чутливість» порошку до тиску та інтенсивність руйнування пористої структури. Малий коефіцієнт $a = 0,05-0,1$ – порошок майже не ущільнюється, середній $a = 0,1-0,2$ – помірна стисливість, великий $a = 0,25-0,4$ – висока стисливість, руйнування агломератів. Для тонкодисперсного каоліну з $F_J=3$ типове значення $a \approx 0,12-0,18$. Під дією вібрації або крутильних коливань a зростає, оскільки структура легше перебудовується (Laptiev, 2024) [16].

Характеристичний тиск початку інтенсивного ущільнення σ_0 фізично це рівень напруження, при якому починає руйнуватись пориста структура, масштаб тиску для логарифмічної залежності, умовна «точка переходу» від пружного до пластичного ущільнення. Якщо $\sigma \ll \sigma_0$ ($\rho \approx \rho_0$) – порошок майже не ущільнюється. Якщо $\sigma \approx \sigma_0$ – починається активне ущільнення. Якщо $\sigma \gg \sigma_0$ ущільнення сповільнюється (логарифмічне насичення) (Ку, 2023) [17].

Фізичний зміст логарифмічної форми пояснюється тим, що експериментально для багатьох порошоків при малих тисках – різке ущільнення, при великих – ефект насичення, крива $\rho(\sigma)$ має вигляд повільно зростаючої. Це відповідає руйнуванню агломератів, зменшенню пористості, зростанню контактної площі частинок. Існують інші моделі, наприклад, Heckel equation, Kawakita equation, Cam-Clay (для порошкової механіки), Drucker-Prager-Cap, але для розрахунків була обрана логарифмічна форма оскільки вона дуже зручна (Yilmaz, 2025) [18].

Коефіцієнт a і тиск σ_0 визначають експериментально. Для цього зразок із певного матеріалу стискають в пресі, вимірюють щільність ρ при різних тисках σ , виконують регресію і в результаті отримують значення a та σ_0 .

Отже фізичний зміст коефіцієнту стисливості a полягає у тому наскільки порошок «легко ущільнюється», а характеристичного тиску – коли починається активне ущільнення.

Фізичний зміст результату полягає у найбільшому ущільненні у верхній частині, оскільки через тертя по стінках тиск зменшується донизу (ефект аркування), різниця між центром і стінкою по осі мінімальна (для осесиметричного навантаження), загальне зростання щільності $\approx 60\%$ від початкової (Zhou, 2023) [19].

Для підвищення точності прогнозу необхідно використати реальні компресійні криві каоліну H1 special, DEM-моделювання або метод скінченних елементів та врахування повзучості (Sivak, 2023) [20].

Результати і обговорення

Для оцінки ефективності ущільнення проведені дослідження згідно схеми представленої на рис. 1. Спочатку розглядається процес ущільнення під дією статичного повздовжнього навантаження. Циліндр

з порошку каоліну Н1 спеціал з діаметром Заутера $d_{ST} = 2,08$ мкм після класифікації Jenike має значення плинності $F_J = 3$. Циліндр має діаметр $d = 10$ см, висоту $H = 8$ см та обмежений знизу і по контуру нерухомими поверхнями. Зверху по всій поверхні на циліндр тисне шток із зусиллям, що зростає від $F = 0 \dots 2500$ Н за 10 сек. Необхідно визначити як зміниться об'ємна щільність (г/см^3) в шести характерних точках (рис. 1). Початкова об'ємна щільність – $\rho_0 = 0,25 \text{ г/см}^3$.

Максимальний осьовий тиск:

$$\sigma_{max} = \frac{F}{A}, \quad (4)$$

де $A = \frac{\pi d^2}{4}$ – площа поперечного перерізу циліндра.

Отже максимальний осьовий тиск буде складати в даному випадку $\sigma_{max} \approx 318$ кПа.

Порошки з показником Jenike ≈ 3 відносяться до когезійних матеріалів, тому коефіцієнт бічного тиску приймаємо $K \approx 0,4$, а коефіцієнт тертя із стінкою $\mu \approx 0,4$. Характеристична довжина Янссена визначаємо за (1). Таким чином в даному випадку $\lambda = 0,156$ м. Розподіл осьового напруження визначаємо за (2). Для створення моделі ущільнення приймаємо логарифмічну залежність ущільнення (3), яка є типовою для тонкодисперсних порошоків. Результати розрахунку представлені на рис. 2.

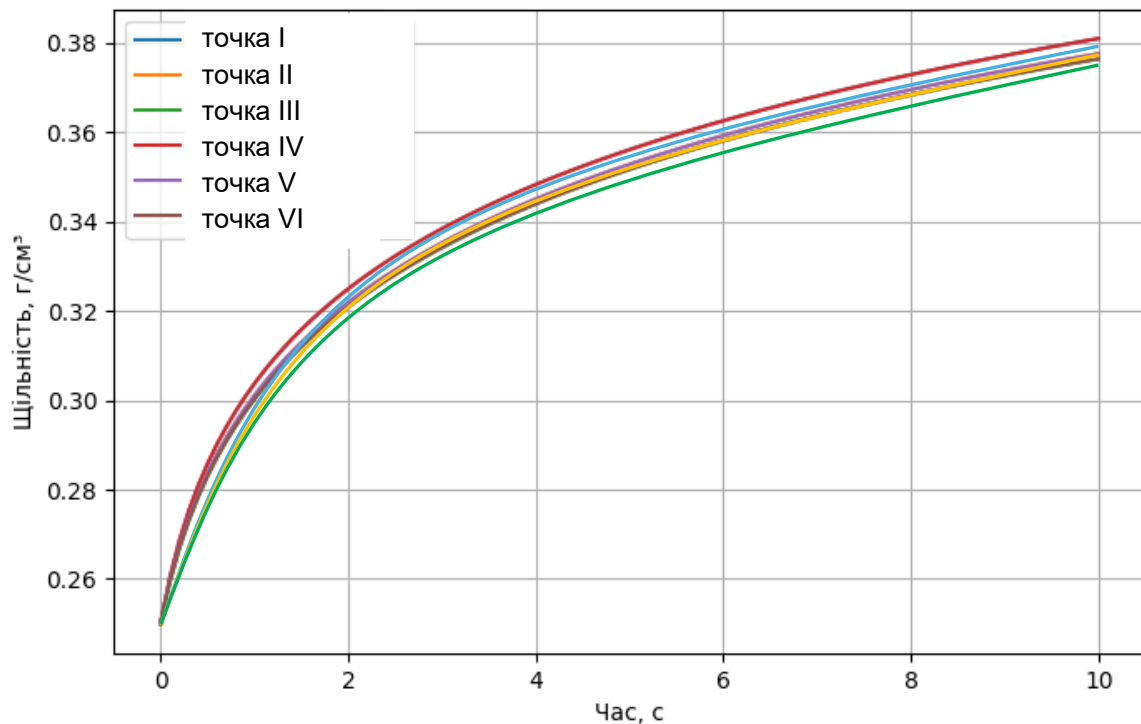


Рис. 2. Залежність об'ємної щільності від часу при одноосьовому стисканні в характерних точках меридіонального перетину циліндричного зразка із каоліну Н1 спеціал

Наступною задачею буде визначення зміни об'ємної щільності в шести точках меридіонального перерізу зразка (рис. 1) із каоліну Н1 спеціал при умові, що шток одночасно створює одноосьове стиснення величиною 2500 Н та повздовжні коливання з частотою 50 Гц і амплітудою 0,0002 м. В цьому випадку застосуємо розширену модель з урахуванням статичного ущільнення, додаткового динамічного тиску від гармонійних коливань з частотою 50 Гц та логарифмічного закону ущільнення порошку для когезійного стану.

Кутова частота

$$\omega = 2\pi f, \quad (5)$$

де $f = 50$ Гц – частота повздовжніх коливань абсолютно жорсткого штока.

Отже кутова частота в даному випадку буде дорівнювати $\omega = 314$ рад/с. Максимальне прискорення штока:

$$a_{max} = \omega^2 A_v, \quad (6)$$

де $A_v = 0,0002$ м – амплітуда.

Таким чином в даному випадку максимальне прискорення штока $a_{max} = 19,7 \text{ м/с}^2$. Це приблизно 2g.

Додатковий динамічний тиск:

$$\sigma_d = \rho H a_{\max}, \quad (7)$$

де $\rho = 300 \text{ кг/м}^3$ – середня щільність.

Отже додатковий динамічний тиск буде складати $\sigma_d = 473 \text{ Па}$. Це приблизно 0,5 кПа, що у 600 разів менше за статичний максимум (318 кПа). Таким чином коливання практично не збільшують миттєвий тиск, але зменшують внутрішню тертя і підвищують коефіцієнт ущільнення. Врахуємо це як збільшення параметра ущільнення від 0,15 до 0,22.

Згідно моделі Янссена (1-3) отримуємо залежність об'ємної щільності від часу при спільній дії одноосового стискання і повздовжніх коливань штока в характерних точках меридіонального перетину циліндричного зразка із каоліну Н1 special (рис. 3).

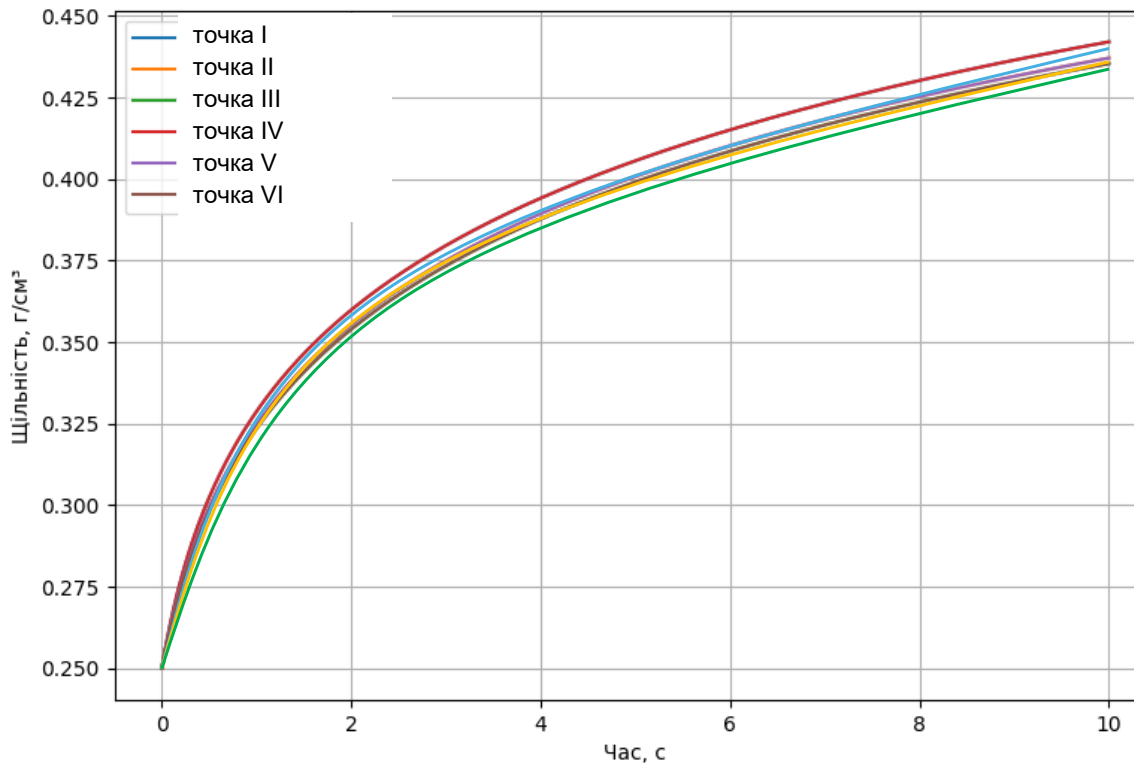


Рис. 3. Залежність об'ємної щільності від часу при спільній дії одноосового стискання і повздовжніх коливань штока в характерних точках меридіонального перетину циліндричного зразка із каоліну Н1 special

Таким чином при одноосовому стисканні максимальне значення об'ємної щільності склало $\approx 0,40 \text{ г/см}^3$, а у випадку спільної дії на зразок одноосового стискання і повздовжніх коливань штока – $\approx 0,47 \text{ г/см}^3$. Тобто отримано від 17 до 20% додаткового ущільнення.

Вібраційний вплив з частотою 50 Гц при прискоренні $\approx 2g$ руйнує когезійні арки, зменшує внутрішню тертя, дозволяє частинкам перебудовуватись у щільніше пакування. Динамічний тиск сам по собі малий, але основним ефектом є вібраційна рекомпація структури.

Тепер розглянемо задачу визначення зміни об'ємної щільності в шести точках меридіонального перерізу зразка (рис. 1) із каоліну Н1 special при умові спільної дії одноосового стиснення величиною 2500 Н, повздовжніх коливань штока з частотою 50 Гц і амплітудою 0,0002 м і крутильних коливань ємності з каоліном частотою 45 Гц та амплітудою 0,0174 рад. Для цього розглянемо модель з урахуванням статичного осового навантаження, осових вібрацій частотою 50 Гц і крутильних коливань ємності частотою 45 Гц з використанням ефекту Янссена та вібраційної рекомпації когезійного порошку.

Кутова частота крутильних коливань

$$\omega_k = 2\pi f_i, \quad (8)$$

де $f_i = 45 \text{ Гц}$ – частота крутильних коливань абсолютно жорсткої ємності.

Отже кутова частота крутильних коливань в даному випадку буде рівна $\omega_k = 283 \text{ рад/с}$. Максимальне тангенціальне прискорення:

$$a_t = R\omega_t^2\theta_0, \quad (9)$$

де $\theta_0 = 0,0174$ рад – амплітуда крутильних коливань.

Таким чином максимальне тангенціальне прискорення в даному випадку буде рівне $a_t = 69.5$ м/с². Це значення зсувне прискорення, оскільки приблизно дорівнює 7g. Таке прискорення руйнує структуру аркування, різко зменшує внутрішню тертя, вирівнює щільність по радіусу, підвищує коефіцієнт ущільнення.

Отже ефективний коефіцієнт ущільнення при одноосьовому стисненні без вібрації буде дорівнювати $a = 0,15$, при спільній дії одноосьового стиснення і повздовжніх коливань штока – $a = 0,22$, при спільній дії одноосьового стиснення, повздовжніх коливань штока і крутильних коливань ємності – $a = 0,32$.

Згідно моделі Янсена (1-3) отримуємо залежність об'ємної щільності від часу при спільній дії одноосьового стиснення, повздовжніх коливань штока і крутильних коливань ємності в характерних точках меридіонального перетину циліндричного зразка із каоліну Н1 special (рис. 4).

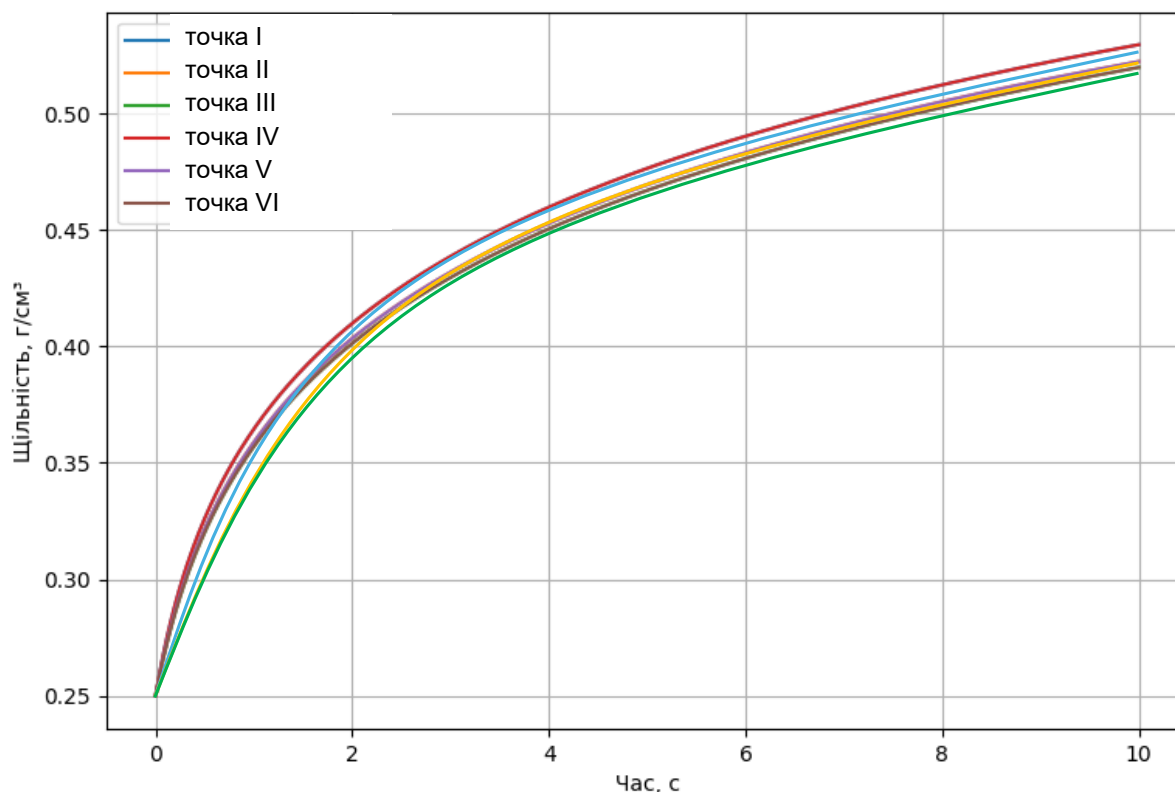


Рис. 4. Залежність об'ємної щільності від часу при спільній дії одноосьового стиснення, повздовжніх коливань штока і крутильних коливань ємності в характерних точках меридіонального перетину циліндричного зразка із каоліну Н1 special

Таким чином спостерігаємо наступну фізичну картину: найбільше ущільнення зверху оскільки максимальний осьовий тиск; низ ущільнюється слабше через розподіл напружень згідно моделі Янсена; радіальна неоднорідність майже зникає внаслідок сильних крутильних коливань. В результаті спостерігаємо загальне зростання щільності від 0,25 до 0,55 г/см³.

Комбіновані осьові і крутильні коливання майже подвоюють щільність, знімають аркування, роблять ущільнення більш рівномірним, різко зменшують роль тертя по стінці.

Висновки

Представлене дослідження стратегічно пов'язує поставлену мету – вивчення ущільнюваності сипучих матеріалів за специфічних умов механічного навантаження – із розробкою та верифікацією відповідних фізико-математичних моделей. Використання когезійного каоліну Н1 special як об'єкта аналізу дозволило повною мірою апробувати розроблену методику та конструкцію експериментальної установки, що забезпечує багатовекторний вплив на матеріал. Аналітичний огляд отриманих даних підтверджує, що застосований комплексний підхід дозволив точно оцінити ефективність комбінованого навантаження на пористу структуру порошку. Розроблені моделі продемонстрували високу здатність описувати динаміку зміни об'ємної щільності, що свідчить про повне досягнення мети дослідження та

відповідність отриманих результатів заявленій темі. Це закладає надійний науковий фундамент для переходу від методологічного підтвердження до детального аналізу етапів реалізації дослідження.

Для глибокого розуміння динаміки поведінки когезійних матеріалів критично важливим є поетапний аналіз факторів, що обумовлюють їхнє ущільнення під дією зовнішніх сил. Процес дослідження був реалізований у наступній хронологічній послідовності:

- Об'єктом вивчення виступив когезійний каолін H1 special ($F_1=3$), випробування якого проводилися на спеціалізованій установці, оснащених лінійним та кроковим електродвигунами.
- На етапі чистого одноосового стиснення (до 318 кПа) було зафіксовано виражений ефект аркування, що обмежувало рівномірність ущільнення за висотою зразка.
- Впровадження поздовжніх коливань (50 Гц, 2g) забезпечило руйнування когезійних арок та зниження внутрішнього тертя, що призвело до зростання щільності на 17–20% (до рівня 0,47 г/см³).
- Фінальний етап характеризувався комбінованою дією, де до осового навантаження та поздовжніх вібрацій додалися крутильні коливання ємності (45 Гц), що генерували тангенціальне прискорення на рівні 7g.
- В результаті такого синергетичного впливу було зафіксовано зростання щільності з початкових 0,25 г/см³ до 0,55 г/см³, що фактично подвоює вихідні показники.
- Експериментально доведено, що динамічна рекомпація структури під дією комбінованих коливань нівелює вплив пристінного тертя та суттєво гомогенізує розподіл щільності.

Отримані кількісні показники створюють основу для подальшої концептуалізації та фізичного узагальнення параметрів процесу.

Стратегічна важливість переходу від емпіричних спостережень до фізичного трактування параметрів ущільнення полягає у визначенні механізмів перебудови структури сипучого середовища. Ключовим індикатором «чутливості» порошку до механічного впливу виступає безрозмірний коефіцієнт стисливості a , зростання якого від 0,15 до 0,32 під дією вібрації свідчить про інтенсифікацію руйнування агломератів. Математично цей процес описується через модель Янссена, де характеристична довжина 0,156 м визначає масштаб падіння тиску за висотою внаслідок ефекту аркування.

Наукове значення результатів полягає у підтвердженні того, що ущільнення при вібрації відбувається за рахунок динамічної рекомпації структури, а не через збільшення тиску, оскільки розрахований додатковий динамічний компонент (0,5 кПа) є мізерним порівняно зі статичним навантаженням (318 кПа). Застосування значного тангенціального прискорення (7g) при крутильних коливаннях забезпечує нівелювання радіальної неоднорідності, що докорінно змінює інженерний підхід до оцінки ущільнюваності, роблячи його більш адекватним фізичній природі когезійних середовищ.

Валідність отриманих результатів потребує критичного оцінювання умов, за яких було сформовано фізико-математичну модель. Слід враховувати, що характер оцінки, який полягає у використанні логарифмічної залежності, виступає наближеною моделлю, оптимальною для практичних розрахунків, але такою, що має певні допуски. Тому для досягнення високої прецизійності прогнозування результату потребують верифікації через такі фундаментальні моделі, як Heckel, Kawakita, Cam-Clay або Drucker-Prager-Cap. Крім того, подальша деталізація вимагає залучення методу дискретних елементів (DEM) та використання реальних компресійних кривих конкретного матеріалу для уточнення параметрів рекомбінації частинок. Ці обмеження визначають вектор подальшого наукового пошуку.

Подальший розвиток даної тематики має зосереджуватися на врахуванні ефекту повзучості матеріалу, впровадженні методу скінченних елементів (FEM) для високоточного прогнозування напружено-деформованого стану та дослідженні впливу вологості середовища на динаміку рекомпації структури порошку.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] M. Černý, J. Petruš and I. Chamradová, “The Influence of Porosity on Mechanical Properties of PUR-Based Composites: Experimentally Derived Mathematical Approach”, *Polymers*, 15(8), 1960. 2023. <https://doi.org/10.3390/polym15081960>.
- [2] Xiaoli Zhu, Yi Xu, Qiuya Tu, Hanqiao Che and Haigang Wang, “Advanced measurement techniques for gas-solids fluidized beds in the power and energy industry - A review”, *Measurement: Energy*, Volume 4, 100030. 2024. <https://doi.org/10.1016/j.meaene.2024.100030>.
- [3] K. Szwajka, M. Szewczyk and T. Trzepieciński, “Experimental Compaction of a High-Silica Sand in Quasi-Static Conditions”, *Materials*, 16(1), 28. 2023. <https://doi.org/10.3390/ma16010028>.
- [4] Zhazira Berkinova, Assem Saurbayeva, Almaz Kenzheshov, Boris Golman and Christos Spitas, “Experimental and numerical analysis of compaction of fine powder bed under artificial high gravity for additive manufacturing”, *Advances in Industrial and Manufacturing Engineering*, Volume 12, 100178. 2026. <https://doi.org/10.1016/j.aime.2025.100178>.

- [5] Jerzy Rojek, Szymon Nosewicz, Kamila Jurczak, Marcin Chmielewski and Kamil Bochenek and Katarzyna Pietrzak, “Discrete element simulation of powder compaction in cold uniaxial pressing with low pressure”, *Computational Particle Mechanics*, Volume 3, Issue 4, Pages 513-524. 2016. <https://doi.org/10.1007/s40571-015-0093-0>.
- [6] A. Dalirnasab, M. Fatehi Marji, H. R. Nejati & M. Mohebi, “Effects of porosity on the strength and mechanical behaviour of porous geo-materials under cyclic loading: Mechanics of Porous Geo-Materials”, *Rudarsko-geološko-Naftni Zbornik*, 39(2), 15-30. 2024. <https://doi.org/10.17794/rgn.2024.2.2>.
- [7] N. Xiao, J.-Q. Chen, X. Qiu, F. Huang & T.-H. Ling, “Study on the Relationship Between Porosity and Mechanical Properties Based on Rock Pore Structure Reconstruction Model”, *Applied Sciences*, 15(13), 7247. 2025. <https://doi.org/10.3390/app15137247>.
- [8] G. Lu and Y. Tao, “Experimental study into the propagation and attenuation of blasting vibration waves in porous rock-like materials”, *Front. Mater.*, 10:1284158. 2023. doi: 10.3389/fmats.2023.1284158.
- [9] M. Berdychowski, J. Górecki, A. Biszczyński and K. Wałęsa, “Numerical Simulation of Dry Ice Compaction Process: Comparison of Drucker-Prager/Cap and Cam Clay Models with Experimental Results”, *Materials*, 15(16), 5771. 2022. <https://doi.org/10.3390/ma15165771>.
- [10] O. Mitrosz, M. Kurpińska, M. Miśkiewicz, *et al.*, “Effect of vibration duration on strength and permeability of pervious concrete with recycled aggregate and low-carbon cements”, *Sci Rep* 15, 35905. 2025. <https://doi.org/10.1038/s41598-025-19842-6>.
- [11] V. Sharma, N. Grujovic, F. Zivic and V. Slavkovic, “Influence of Porosity on the Mechanical Behavior during Uniaxial Compressive Testing on Voronoi-Based Open-Cell Aluminium Foam”, *Materials*, 12(7), 1041. 2019. <https://doi.org/10.3390/ma12071041>.
- [12] F. M. Zaid, H. Al-Rubaye, T. M. Aljuwaya and M. H. Al-Dahhan, “Assessment of the Dimensionless Groups-Based Scale-Up of Gas–Solid Fluidized Beds”, *Processes*, 11(1), 168. 2023. <https://doi.org/10.3390/pr11010168>.
- [13] Chunguang Zhou, Christian Jonasson, Marcus Gullberg, Fredrik Ahrentorp and Christer Johansson, “Measurement and modeling of solids flow behaviors in an aerated standpipe and inclined pipe of circulating fluidized bed full-loop system”, *Powder Technology*, Volume 449, 120414. 2025. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2024.120414>.
- [14] Samadi Mahdi, Rostampour Vahid and Abdollah Pour Shamsollah, “A review of solid particles mass flow rate measuring methods: screening analytic hierarchy process for methods prioritization”, *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 359, 44. 2022. DOI: 10.1007/s40430-022-03663-z.
- [15] Mohmad M. Thakur, Sohanjit Ghosh and Ryan C. Hurley, “On rapid compaction of granular materials: Combining experiments with in-situ imaging and mesoscale modeling”, *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, Volume 186, 105576. 2024. <https://doi.org/10.1016/j.jmps.2024.105576>.
- [16] A. V. Laptiev, “New Die-Compaction Equations for Powders as a Result of Known Equations Correction: Part 1–Review and Analysis of Various Die-Compaction Equations”, *Powders*, 3(1), 111-135. 2024. <https://doi.org/10.3390/powders3010008>.
- [17] Ku Quan, Zhao Jidong, Mollon Guilhem and Zhao Shiwei, “Compaction of highly deformable cohesive granular powders”, *Powder Technology*, 118455, 421. 2023. DOI: 10.1016/j.powtec.2023.118455.
- [18] Nurettin Yilmaz, Luca Placidi and Anil Misra, “Exploring One-Dimensional Uniaxial Compression through a Granular Micromechanics Model”, *Powder and Particle Journal*, KONA, advpub, 2026014. 2025. DOI:10.14356/kona.2026014.
- [19] Juanlan Zhou, Mulian Zheng, Qiwei Zhan, Rubing Zhou, Yongsheng Zhang and Yaqi Wang, “Discrete element modelling of the uniaxial compression behavior of pervious concrete”, *Case Studies in Construction Materials*, Volume 18, e01937. 2023. <https://doi.org/10.1016/j.cscm.2023.e01937>.
- [20] R. Sivak, V. Kulykivskyi, V. Savchenko, S. Mینenko and V. Borovskyi, “Determination of porosity functions in the pressure treatment of iron-based powder materials in agricultural engineering”, *Scientific Horizons*, 26(3), 124-134. 2023. DOI: 10.48077/scihor3.2023.124.

Сивак Роман Іванович – д-р техн. наук, професор, професор кафедри галузевого машинобудування, <https://orcid.org/0000-0002-7459-2585>, e-mail: sivak_r_i@ukr.net

Наляжний Володимир Сергійович – аспірант, <https://orcid.org/0009-0009-6185-3051>, e-mail: vova.naliazhnyi@gmail.com

Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця

Музичук Василь Іванович – канд. техн. наук, доцент, викладач вищої категорії, викладач спеціальних дисциплін методичної комісії механічного профілю, <https://orcid.org/0009-0002-1132-7693>, e-mail: musvasil1972@gmail.com

Вінницький професійний коледж сфери послуг, м. Вінниця

R. Sivak¹
 V. Muzychuk²
 V. Naliazhnyi¹

Compactness of bulk materials under conditions of combined vibration impact

¹Vinnitsia National Technical University

²Vinnitsia Professional College of Services

Bulk density and compactability of bulk materials play an important role in technological processes. Although compression by static loading can be reproduced and mathematically described, the effects of shocks and vibrations remain very poorly understood. The study of the rheological behavior of dispersed media under mechanical loading is of strategic importance for the optimization of industrial processes, where the porosity of the material critically depends on the systemic compaction state. Since standard methods for assessing compaction are predominantly qualitative in nature, ensuring the reproducibility of rheological characteristics in the aerated state as a basic level requires the implementation of precise mathematical models. Therefore, a study was conducted to study the effect of uniaxial loading and vibrations on the compression of bulk materials. The aim of the study is a comprehensive analysis of the effectiveness of the combined vibration effect on the compaction process of cohesive kaolin powder H1 special. Within the framework of the work, a logarithmic compaction model was used, which demonstrates a high quality of approximation for finely dispersed systems at peak static pressure, taking into account the Janssen characteristic length, lateral pressure coefficient and friction. It was established that the integration of dynamic loads significantly transforms the dimensionless compressibility coefficient: from the base level of 0.15 under static compression to 0.22 under axial vibrations (50 Hz, ~2g) and 0.32 when adding a reversible torsional effect (45 Hz). Despite the fact that the additional dynamic pressure is insignificant compared to the static maximum, the main physical factor is the vibrational recompaction of the structure, which ensures an increase in bulk density due to the use of a combined compaction mode. The magnitude of the tangential acceleration allows you to effectively destroy cohesive arches, level the arching effect according to the Janssen model and eliminate radial density heterogeneity. The implementation of the developed design of the device for combined impact allows achieving almost doubling of bulk density and ensuring high homogeneity of the composite structure on an industrial scale.

Keywords: dispersed medium, compaction, vibration, cohesive powder, pressure, friction, recompaction, bulk density.

Sivak Roman – Dr. Sc. (Eng.), Professor, Professor of the Department of Industrial Mechanical Engineering, <https://orcid.org/0000-0002-7459-2585>, e-mail: sivak_r_i@ukr.net

Muzychuk Vasyl – Cand. Sc. (Eng.), Associate Professor, Higher Category Teacher, Teacher of Special Disciplines of the Methodological Commission of the Mechanical Profile, <https://orcid.org/0009-0002-1132-7693>, e-mail: musvasil1972@gmail.com

Naliazhnyi Volodymyr – Ph. D. Student, <https://orcid.org/0009-0002-1132-7693>, e-mail: musvasil1972@gmail.com

О. С. Черпаха¹
Д. О. Галушак²
О. В. Колісник¹
Д. В. Барміна¹

ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНОЇ ТЕХНОЛОГІЇ ДОСТАВКИ ПРОДУКЦІЇ РОСЛИННОГО ПОХОДЖЕННЯ В КОНТЕЙНЕРАХ МІЖ УКРАЇНОЮ ТА ІСПАНІЄЮ

¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет

²Вінницький національний технічний університет

Запропоновано вирішення актуальної науково-прикладної задачі визначення раціональної технології доставки продукції рослинного походження в контейнерах у міжнародному сполученні між Україною та Іспанією в умовах трансформації логістичних ланцюгів та обмеженої пропускної здатності прикордонної інфраструктури. Особливу увагу приділено обґрунтуванню доцільності використання контейнерних перевезень як альтернативи традиційним схемам доставки із застосуванням вагонів-зерновозів, що дозволяє мінімізувати часові витрати, скоротити витрати на перевантажувальні операції та підвищити гнучкість транспортно-логістичних процесів. Розроблено методичний підхід до формування та вибору раціональної технології доставки, який базується на побудові математичної моделі визначення сумарних витрат логістичного ланцюга. Сформована модель враховує комплекс технологічних операцій, зокрема навантаження, розвантаження, перевантаження, зберігання, транспортування, очікування відправлення та документальне оформлення. Розроблено повнофакторний план експерименту та виконана відповідна серія чисельних розрахунків. На основі отриманих результатів побудовано регресійні математичні моделі для двох альтернативних технологій доставки, що характеризуються високими показниками адекватності та статистичної значущості. Проведений порівняльний аналіз дозволив встановити, що застосування контейнерної технології забезпечує стійке зниження загальних витрат у всьому діапазоні зміни вхідних параметрів. Середній економічний ефект від впровадження запропонованого підходу становить понад 24 тисячі гривень на одну партію вантажу, а максимальний – перевищує 42 тисяч гривень. Практична цінність результатів полягає у можливості використання розроблених математичних моделей та методичного підходу в діяльності транспортно-експедиторських і логістичних компаній для оптимізації процесів міжнародних перевезень, обґрунтування управлінських рішень та формування раціональних логістичних схем.

Ключові слова: змішане сполучення, продукція рослинного походження, контейнер, модель, регресійний аналіз.

Вступ

Україна є одним із провідних світових виробників і експортерів аграрної продукції, зокрема соняшникової олії, пшениці, ячменю та інших культур, значна частка яких належить до зернової групи. Повномасштабне вторгнення Росії фактично зупинило головний маршрут експорту – українські порти Чорного моря, через які проходило понад 90% поставок. Експорт зернових має критичне значення для економіки України, оскільки забезпечує приблизно п'яту частину валютних надходжень. Водночас українські зернові є важливими для продовольчої безпеки багатьох держав світу. З метою підтримки експорту та забезпечення альтернативних шляхів доставки Європейська комісія розробила й реалізувала комплекс заходів, спрямованих на полегшення транспортування різних видів вантажів з України [1].

Європейська комісія провела ґрунтовний аналіз основних проблем у транспортному сполученні. Наразі на кордоні України з Польщею та Румунією простоюють тисячі вагонів із зерном. Середній час затримки становить близько 16 діб, а в окремих випадках – сягає навіть місяця [1]. Ключовою причиною таких затримок є різниця у ширині залізничної колії між Україною та країнами ЄС. Для перетину кордону необхідно або замінювати вагонні візки, або здійснювати перевантаження зерна з українських вагонів у європейські. За оцінками Європейської комісії, наявні технічні можливості суттєво поступають реальним потребам. У зв'язку з цим європейські посадовці звернулися до компаній із проханням надати або знайти на ринку мобільні перевантажувачі зерна [1]. Одним із можливих рішень також розглядається перевезення зернових у універсальних контейнерах, оскільки їх можна значно швидше перевантажувати за допомогою спеціалізованих кранів з українських залізничних платформ на європейські [1].

Значна частка українського експорту товарів припадає на продукцію рослинного походження. При цьому, частка цих товарів в українському експорті збільшилася з 22,8 % до 32,4 % між 2021 та 2023 роком [2]. В 2023-му році, Україна експортувала продукцію рослинного походження на 11,7 млрд. дол. США, з яких більше половини (6,2 млрд. дол. США) припало на країни ЄС. Варто відзначити, що структура українського експорту продукції рослинного походження малодиференційована – частка зернових в експорті цих товарів становить приблизно 71 % в 2023-му році [2]. Номенклатура експорту товарів в Іспанію достатньо широка. Товари, які відносяться до продукції рослинного походження, займають домінуючу частку експорту. В п'ятірці товарів по вартості експорту в 2023 році займали перше місце – зернові культури з обсягом в 1917285,49 тис. дол. США (рис.1.3) [3]. В 2024 році обсяг експорту зернових культур збільшився на 34,7 %.

Процес доставки продукції рослинного походження в напрямку Європейських країн є складним технологічним процесом, де необхідно розвивати мультимодальні кластери різного рівня [4-6]. В цих кластерах будуть об'єднані виробничі, складські, транспортні та перевантажувальні ресурси. Найбільш надійним та ефективним, а ще при цьому достатньо вартісним, в теперішній ситуації нашої країни, є спосіб доставки різних видів вантажів у контейнерах [7-9]. Це повинно дозволити спростити процес перетину кордону для перевезень по залізниці, саме при незначних обсягах замовлень, але при значній відстані – наприклад, при доставці до портів Іспанії. А також будувати раціональне функціонування всіх елементів системи організації доставки з найменшими витратами ресурсів. Тому необхідно вибрати методичний підхід щодо формування раціональної технології доставки продукції рослинного походження в контейнерах між Україною та Іспанією.

Метою роботи є визначення раціональної технології доставки продукції рослинного походження в контейнерах між Україною та Іспанією за рахунок ефективного використання ресурсів підприємства.

Результати дослідження

Для доставки продукції рослинного походження можуть використовуватись універсальні та спеціалізовані контейнери (20-ти футові); їх вантажопідйомність приблизно складає 24 т. В універсальні контейнери завантаження здійснюється через відповідні торцеві двері, що для кожного замовника створює незручності при відправці продукції рослинного походження. Універсальний контейнер, що використовується для доставки продукції рослинного походження, має бути обладнаний додатковими пристроями: контейнерним вкладишем (типу «Liner Bag») з завантажувальним певного виду рукавом, дерев'яним або металевим щитом для захисту дверей контейнеру від тиску продукції. Ці конструкції дозволяють контейнеру витримувати допустимі динамічні навантаження при спуску з «гірки» платформ з контейнером на залізничній сортувальній станції [10-12].

Розглянемо в дослідженні два варіанти технології доставки продукції рослинного походження у міжнародному сполученні – Україна – Іспанія. Перша схема розглядається з моменту розвантаження автомобіля-зерновоза на елеваторі, далі партія продукції рослинного походження зберігається до моменту подачі вагонів-зерновозів до елеватору (рис.1. а). Потім партія продукції рослинного походження навантажується в вагон-зерновоз і далі сформована партія вагонів відправляється до сортувальної станції, де формується потяг, який прямує до станції на кордоні. На цій станції (стикування), відбувається зміна колісних пар. Після чого потяг відправляється до станції призначення на території Іспанії, де здійснюється розвантаження та зберігання партії продукції рослинного походження. Далі автомобілем продукція рослинного походження доставляється до одержувача. Друга технологія пропонується компанії реалізовувати наступним чином: з моменту розвантаження автомобіля-зерновоза на елеваторі партія продукції рослинного походження зберігається до моменту подачі контейнеру до зони завантаження, контейнер завантажується (рис.1. б). Далі контейнер зберігається деякий час на складі (елеваторі), потім навантажується на залізничну платформу і далі сформована партія вагонів відправляється до сортувальної станції, де формується потяг, який прямує до станції на кордоні. На цій станції відбувається перевантаження контейнерів на платформи «європейського» перевізника та оформляються відповідні документи, після чого потяг відправляється до станції призначення на території Іспанії, де здійснюється розвантаження контейнеру та його зберігання.

З майданчика зберігання контейнер завантажується на спеціальний автомобіль і перевозиться до вантажоодержувача, де й розвантажується продукції рослинного походження з контейнеру.



а)



б)

Рис. 1. Схематичне представлення технології доставки продукції рослинного походження: а – «Технологія 1», б – «Технологія 2»

Визначення раціональної технології доставки продукції рослинного походження в контейнерах пропонується проводити за оціночним показником – сумарні витрати на доставку ($B_{\text{сум}}^{\text{д}}$), які формують встановлену множину значень визначених витрат за кожним елементом технології, що розглядається. На оціночний показник будуть впливати зовнішні фактори: параметри попиту: обсяг замовлення продукції рослинного походження ($Q_{\text{д}}$), т; відстані перевезень продукції рослинного походження ($L_{\text{д}}$), км. А також керовані фактори: часові параметри виконання відповідної i -ої операції ($t_i^{\text{д}}$), год; вартість виконання відповідної i -ої операції ($U_i^{\text{д}}$), грн. Відстань перевезення розподіляються на два види: відстань підвезення (вивезення) продукції рослинного походження – $L_{\text{д}}^{n(\text{с})}$ та відстань перевезення продукції рослинного походження на магістральному виді транспорту – $L_{\text{д}}^{\text{м}}$. Таким чином оціночний параметр буде залежити від встановлених параметрів:

$$B_{\text{сум}}^{\delta} = f(Q_{\delta}, L_{\delta}^{n(\epsilon)}, L_{\delta}^m, t_i^{\circ}, C_i^{\circ}). \quad (1)$$

Сумарні витрати на доставку продукції рослинного походження будуть визначатися в загальному вигляді:

$$B_{\text{сум}}^{\delta} = B_{n(p)}^{\text{конт}} + B_{n(p)}^{\text{мп.од.}} + B_{\text{зб}}^{\epsilon} + B_{\text{мп.}} + B_{\text{оч}}^{\text{мп}} + B_{\text{док.}}^{\text{оф.}} \quad (2)$$

де $B_{n(p)}^{\text{конт}}$ – витрати на навантаження (розвантаження) контейнеру, грн; $B_{n(p)}^{\text{мп.од.}}$ – витрати на навантаження (розвантаження), перевантаження продукції рослинного походження (контейнеру) на (із) ТЗ (автомобіль, вагон) відповідного виду транспорту, грн; $B_{\text{зб}}^{\epsilon}$ – витрати на зберігання продукції рослинного походження (контейнеру) на складі та технологічні простой на відповідному транспорті, грн; $B_{\text{мп.}}$ – витрати на перевезення продукції рослинного походження (контейнеру) транспортним засобом (автомобіль, вагон) на відповідному виді транспорту по території України та Європи (Іспанії), грн; $B_{\text{оч}}^{\text{мп}}$ – витрати на очікування відправлення продукції рослинного походження (контейнеру) на відповідному виді магістрального транспорту, грн; $B_{\text{док.}}^{\text{оф.}}$ – витрати на документальне оформлення процесу доставки продукції рослинного походження (контейнеру), грн.

Витрати на навантаження (розвантаження) контейнеру:

$$B_{n(p)}^{\text{конт}} = C_{n(p)}^{\kappa} \cdot t_{n(p)}^{\kappa, \epsilon} \cdot Q_{\delta}, \quad (3)$$

де $C_{n(p)}^{\kappa}$ – середня вартість навантаження (розвантаження) контейнеру продукцією рослинного походження, грн/год.; $t_{n(p)}^{\kappa, \epsilon}$ – час навантаження (розвантаження), однієї тони продукції рослинного походження в (із) контейнер, год./т.

Витрати на навантаження (розвантаження), перевантаження продукції рослинного походження (контейнеру) на (із) ТЗ відповідного виду транспорту:

$$B_{n(p)}^{\text{мп.од.}} = \sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^f C_{n(p)ij}^{\text{мп.од.}} \cdot t_{n(p)ij}^{\text{мп.од.}} \cdot n_{\text{вант}ij}, \quad (4)$$

де $C_{n(p)ij}^{\text{мп.од.}}$ – середня вартість навантаження (розвантаження), перевантаження на i -му виді транспорту в j -му пункті (склад для зберігання контейнерів, залізнична станція), грн/од.; $t_{n(p)ij}^{\text{мп.од.}}$ – час навантаження (розвантаження), перевантаження відповідної кількості вантажу (контейнерів) на i -му виді транспорту на j -му пункті, год.; k – гранична кількість видів транспорту, од.; f – гранична кількість пунктів за відповідною технологією доставки, од.; $n_{\text{вант}ij}$ – кількість вантажу (контейнерів), завантаженого (розвантаженого) на i -му виді транспорту на j -му пункті, од.

Витрати на зберігання продукції рослинного походження (контейнеру) на складі та технологічні простой на відповідному транспорті:

$$B_{\text{зб}}^{\epsilon} = \sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^f C_{\text{зб}ij}^{\epsilon} \cdot t_{\text{зб}ij}^{\epsilon} \cdot Q_{\delta}, \quad (5)$$

де $C_{\text{зб}ij}^{\epsilon}$ – середня вартість зберігання продукції рослинного походження та технологічні простой на i -му виді транспорту в j -му пункті (склад, залізнична станція), грн/т·год.; $t_{\text{зб}ij}^{\epsilon}$ – час на зберігання відповідної кількості вантажу (контейнерів) та технологічні простой на i -му виді транспорту на j -му пункті, год.

Витрати на перевезення продукції рослинного походження (контейнеру) транспортним засобом (автомобіль, вагон) на відповідному виді транспорту по території України та Європи (Іспанії):

$$B_{\text{мп.}} = \sum_{i=1}^k \sum_{r=1}^z C_{\delta, ir} \cdot L_{\delta, ir}^{n(\epsilon), m}, \quad (6)$$

де $C_{\delta, ir}$ – середня вартість перевезення продукції рослинного походження (контейнеру) i -им видом транспорту на r -ій ділянці, грн/км; z – гранична кількість ділянок за відповідною схемою

доставки, од.; $L_{\partial,ir}^{n(e),M}$ – відповідні відстані перевезення (підвезення (вивезення) та магістральному) продукції рослинного походження (контейнеру) i -им видом транспорту на r -ій ділянці, км.

Витрати на очікування відправлення продукції рослинного походження (контейнеру) на відповідному виді магістрального транспорту:

$$B_{оч}^{mp} = \sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^f C_{оч,ij} \cdot t_{оч,ij}^{mp,od} \cdot Q_{\partial} \cdot K_{вл,ij}, \quad (7)$$

де $C_{оч,ij}$ – середня вартість очікування відправлення продукції рослинного походження (контейнеру) на i -му виді транспорту в j -му пункті, грн/т·год.; $t_{оч,ij}^{mp,od}$ – час очікування відправлення продукції рослинного походження (контейнеру) на i -му виді транспорту в j -му пункті, год.; $K_{вл,ij}$ – коефіцієнт впливу на час очікування на i -му виді транспорту в j -му пункті.

Витрати на документальне оформлення процесу доставки продукції рослинного походження (контейнеру):

$$B_{оок}^{оф.} = \sum_{i=1}^k (C_{оф,\partial,i} + C_{стр,i}) \cdot n_{конт} + C_{митн,i}^{оф.мп.} + C_{митн,i}^{оф.вант.} \cdot Q_{\partial}, \quad (9)$$

де $C_{оф,\partial,i}$ – вартість оформлення документів на доставку продукції рослинного походження i -им видом транспорту, грн/од.; $C_{стр,i}$ – вартість страхування доставки продукції рослинного походження i -им видом транспорту, грн/од.; $C_{митн,i}^{оф.мп.}$ – вартість митного оформлення ТЗ для доставки продукції рослинного походження, грн; $C_{митн,i}^{оф.вант.}$ – вартість митного оформлення продукції рослинного походження, грн/т.

Далі для проведення моделювання по визначенню раціональної технології доставки продукції рослинного походження в контейнерах між Україною та Іспанією проведено статистичний аналіз встановлених факторів впливу: обсяг замовлення продукції рослинного походження, відстань підвезення (вивезення) продукції рослинного походження та відстань перевезення продукції рослинного походження на магістральному транспорті). Значення їх було отримано шляхом безпосереднього аналізу замовлень на доставку продукції рослинного походження з України до Іспанії. Загальна кількість зазначених замовлень (спостережень) дорівнює ста одиницям.

Натурні дослідження проводилися за результатами обробки замовлень компанії «Global Ocean Link». Замовлення були проаналізовані за вересень 2025 року. Результати визначення обсягів вибірки та статистичних показників для технологічних параметрів доставки меблевої продукції наведені в таблиці 1. Розрахунки були виконанні за допомогою програмного середовища «Excel». Визначено, що значення встановлених параметрів попиту розподіленні за нормальним законом розподілу випадкових величин. Це підтверджується відповідним рівнем довірчої ймовірності. Також визначені мінімальні та максимальні значення параметрів попиту (табл. 2).

Таблиця 1

Результати проведених розрахунків обсягів вибірки для визначених технологічних параметрів

Показники	Обсяг замовлення продукції рослинного походження, т	Відстань підвезення (вивезення) продукції рослинного походження, км	Відстань перевезення продукції рослинного походження на магістральному транспорті, км
Математичне очікування	150	40	3500
Середньоквадратичне відхилення	126,8	56,05	1188,58
Похибка розрахунків	7,5	2	175
Обсяг вибірки, од.	92	97	64

Таблиця 2

Результати оцінки визначених параметрів попиту

Рівень значень	Обсяг замовлення продукції рослинного походження, т	Відстань підвезення (вивезення) продукції рослинного походження, км	Відстань перевезення продукції рослинного походження на магістральному транспорті, км
Мінімальне	20	15	3120
Максимальне	280	65	3880

Розроблено повнофакторний план експерименту для трьох встановлених вхідних параметрів. План було складено для досягнення максимальної точності вимірювань при відповідній мінімальній кількості досліджень, а також для збереження статистичної достовірності отриманих результатів. План для трьох параметрів та двох рівнів (мінімальний та максимальний) складається з восьми серій дослідів. На основі складеного плану проведено моделювання для кожної серії дослідів. Було проведено тестування отриманих значень на достатність відповідно до критеріїв Кохрена. В результаті проведення експерименту отримали значення оціночного критерію – сумарні витрати на доставку продукції рослинного походження по встановленим двом альтернативним варіантам схем з урахуванням комбінацій мінімальних та максимальних значень вхідних параметрів (табл. 3).

Для аналізу впливу параметрів (обсяг замовлення продукції рослинного походження, відстань перевезення продукції рослинного походження по підвезенню (вивезенню), відстань перевезення продукції рослинного походження на магістральному транспорті) на встановлений критерій ефективності – сумарні витрати проведено регресійний аналіз.

Таблиця 3

Результати визначення сумарних витрат за двома варіантами технології доставки продукції рослинного походження

Номер серії дослідів	Обсяг замовлення продукції рослинного походження, т	Відстань підвезення (вивезення) продукції рослинного походження, км	Відстань перевезення продукції рослинного походження на магістральному транспорті, км	Сумарні витрати на доставку продукції рослинного походження, грн	
				«Технологія 1»	«Технологія 2»
1	20	15	3120	97203,48	66665,41
2	20	15	3880	118103,82	80345,31
3	20	65	3120	99453,28	68765,43
4	280	15	3880	251079,32	208725,74
5	280	15	3120	230179,37	195045,68
6	280	65	3120	232429,34	197145,77
7	20	65	3880	120353,64	82445,49
8	280	65	3880	253329,36	210825,51

За допомогою програмного комплексу «MS Excel» та вбудованого елемента надбудови «Data Analysis-Regression» були визначені відповідні показники: дисперсія, коефіцієнти рівняння за змінними та регресійна статистика. Визначені регресійні моделі лінійного типу, у яких кожний коефіцієнт повинен вказувати на ступінь впливу відповідного технологічного фактору на наш результативний показник – сумарні витрати на доставку продукції рослинного походження. Міра визначеності «*R*-квадрат» дорівнює одиниці для всіх двох варіантів технологій, що говорить про те що побудовані аналітичні моделі пояснюють всю змінність відповідних технологічних параметрів; «множинний *R*», який повинен виражати ступінь залежності відповідних незалежних змінних *X* та залежної змінної *Y*, також дорівнює одиниці для всіх варіантів; «рівень значимості *F*», значення якого повинні бути меншими за 0,05, дорівнює для варіанту «Технологія 1» $9,08 \cdot 10^{-65}$, а для «Технологія 2» складає $1,96 \cdot 10^{-64}$, що відповідає умовам. Оцінка відповідних значень коефіцієнтів лінійної регресії

показала, що для варіанту «Технологія 2» – вільний коефіцієнт не враховується. Тоді регресійна модель лінійного типу для «Технологія 1»:

$$B_{\text{сум1}}^{\text{о}} = 500 + 511,44 \cdot Q_{\text{о}} + 45 \cdot L_{\text{о}}^{n(e)} + 27,5 \cdot L_{\text{о}}^m. \quad (10)$$

Регресійна модель лінійного типу для «Технологія 2»:

$$B_{\text{сум2}}^{\text{о}} = 493,77 \cdot Q_{\text{о}} + 42 \cdot L_{\text{о}}^{n(e)} + 18 \cdot L_{\text{о}}^m. \quad (11)$$

За отриманими прогнозними моделями проведемо розрахунки за комбінаціями значень параметрів попиту та представимо результати на рисунку 2.

Для визначення раціональної технології доставки продукції рослинного походження в контейнерах між Україною та Іспанією порівнюємо значень сумарних витрат:

$$E_k = B_{\text{сум1}}^{\text{о}} - B_{\text{сум2}}^{\text{о}}. \quad (12)$$

Результати порівняння варіантів представлені в таблиці 4.

З отриманих результатів розрахунку ефекту з таблиці 4 бачимо, що «Технологія 2» при порівнянні з «Технологією 1» при всіх комбінаціях значень технологічних параметрів буде мати позитивний результат – сумарні витрати менші (найбільший рівень ефекту 42502,6 гривень при максимальних значеннях вхідних параметрів). Середній ефект складає 24347 гривень.

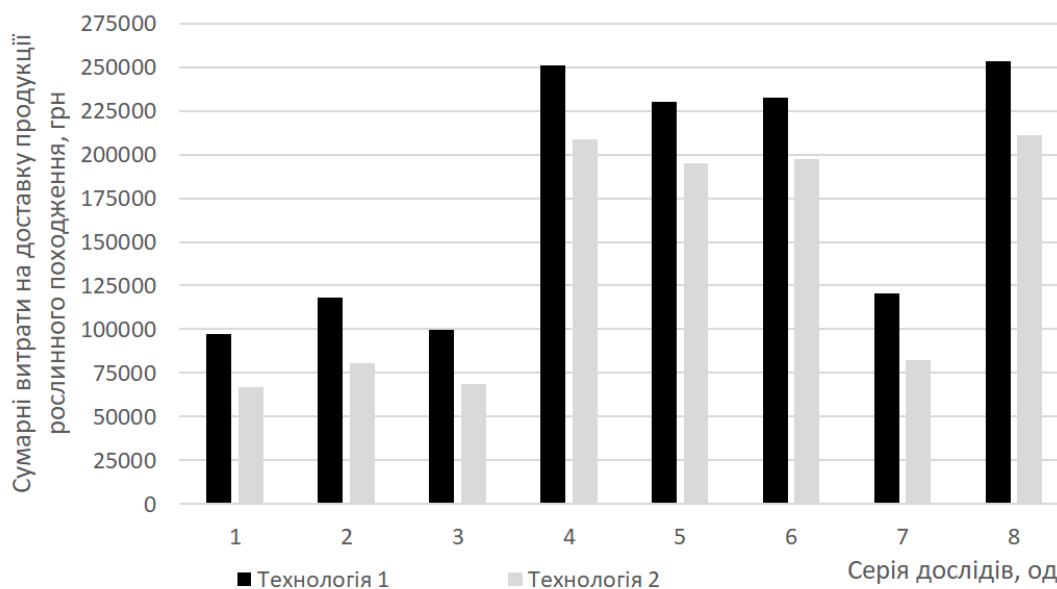


Рис. 2. Графік залежності сумарних витрат на доставку продукції рослинного походження в контейнерах між Україною та Іспанією від комбінацій значень відповідних вхідних параметрів за кожною серією дослідів

Таблиця 4

Результати порівняння значень сумарних витрат за варіантами

Обсяг замовлення продукції рослинного походження, т	Відстань підвезення (вивезення) продукції рослинного походження, км	Відстань перевезення продукції рослинного походження на магістральному транспорті, км	Результат порівняння сумарних витрат, грн
20	15	3120	30538,2
20	15	3880	37758,4
20	65	3120	30688,8
280	15	3880	42352,6
280	15	3120	35132,1
280	65	3120	35282,3
20	65	3880	37908,4
280	65	3880	42502,6

Висновки

В результаті дослідження було розроблено та апробовано методологічний підхід до визначення раціональної технології доставки рослинної продукції в контейнерах між Україною та Іспанією з урахуванням комплексу технологічних, економічних та логістичних факторів. Запропонована модель дозволяє комплексно оцінювати альтернативні схеми транспортування за допомогою інтегрального критерію – загальних витрат на доставку, що включають витрати на завантаження та розвантаження, перевантаження, зберігання, транспортування, очікування відправлення та оформлення документів. В ході дослідження було сформовано дві альтернативні схеми технологічної доставки: традиційна, заснована на використанні зернових вагонів, та інноваційна, що передбачає використання універсальних контейнерів з вкладишами типу «Liner Bag». Розроблена узагальнена математична модель визначення сумарних витрат на доставку, яка враховує повний комплекс складових логістичного процесу: витрати на навантаження та розвантаження, перевантаження, зберігання, транспортування, очікування відправлення, а також документальне оформлення. Особливістю моделі є її параметричний характер, що дозволяє адаптувати її до різних схем доставки, типів вантажу та варіантів організації транспортного процесу. Модель формалізує взаємозв'язки між керованими та некерованими факторами, що забезпечує можливість прогнозування рівня витрат при зміні обсягу партії, транспортних відстаней та часових параметрів. Статистичний аналіз параметрів попиту та повнофакторний експеримент дозволили встановити закономірності впливу обсягу замовлення, відстані доставки (експорту) та відстані основного транспортування на загальні витрати логістичного процесу. Отримані результати свідчать про те, що технологія контейнерних перевезень («Технологія 2») є більш економічно доцільною, ніж традиційна, для всіх розглянутих комбінацій вхідних параметрів. Економічний ефект від її впровадження становить від 30,5 до 42,5 тисяч гривень на одну партію вантажу, а середнє значення економії становить близько 24,3 тисяч гривень. Це підтверджує доцільність переходу на контейнерні схеми перевезення рослинної продукції в умовах обмеженої пропускної здатності прикордонної інфраструктури та різної ширини залізничних колій. Практична цінність отриманих результатів полягає в можливості використання розробленої моделі експедиторськими компаніями, логістичними операторами та експортерами сільськогосподарської продукції для вибору оптимальної технології доставки залежно від параметрів замовлення та ринкових умов. Запропонований підхід може бути інтегрований у системи підтримки прийняття рішень, а також використовуватися при формуванні мультимодальних логістичних кластерів. Перспективи подальших досліджень включають розширення моделі з урахуванням стохастичних факторів, таких як затримки на кордоні, коливання тарифів, ризики воєнного часу та сезонні зміни попиту. Також доцільно вивчити екологічні аспекти контейнерних перевезень, оптимізувати використання контейнерного парку та розробити адаптивні моделі планування доставки для різних напрямків міжнародної торгівлі.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] У ЄС схвалили план, як допомогти Україні експортувати зерно : веб-сайт. URL: <https://www.dw.com/uk/u-yes-predstavlyu-plan-yak-dopomohy-ukraini-eksportuvaty-zerno/a-61778651>
- [2] Міжнародна торгівля в Україні: огляд ключових трендів : веб-сайт. URL: https://ces.org.ua/international_trade_ukraine_key_trends/
- [3] Зовнішньоекономічна діяльність : веб-сайт. URL: <https://ukrstat.gov.ua/>
- [4] Taran, I., Kairatkyzy, G., Pavlenko, O., Nefyodov, V. & Muzylyov D. (2025). *Determining the optimal service area of a logistics center: a quantitative approach. Transport Problems*, 20(3), 5-18.: <https://doi.org/10.20858/tp.2025.20.3.01>
- [5] D. Muzylyov, I. Medvediev та O. Pavlenko, “Risk factor assessment in agricultural supply chain by fuzzy logic”, *IOP Conf. Ser.: Earth Environmental Sci.*, т. 1376, № 1, с. 012038, лип. 2024. Доступно: <https://doi.org/10.1088/1755-1315/1376/1/012038>
- [6] A. G. Guimarães та A. D. G. Maia, “Challenges and Innovation Opportunities in Load Multimodal Transport - LMT in Brazil: cluster technique application as a support tool for Decision Making”, *Transp. Res. Procedia*, т. 25, с. 870–887, 2017. Дата звернення: 18 лют. 2026. [Онлайн]. Доступно: <https://doi.org/10.1016/j.trpro.2017.05.463>
- [7] M. Ouni та R. Mraihi, “The role of container port traffic, global value chains participation and logistics performance in Tunisia’s inclusive growth: evidence from quantile on quantile regression and hybrid quantile causality analysis”, *Case Stud. Transport Policy*, т. 23, с. 101727, берез. 2026. Дата звернення: 18 лют. 2026. [Онлайн]. Доступно: <https://doi.org/10.1016/j.cstp.2026.101727>
- [8] S. Emde та A. A. Tudoran, “The first mile is the hardest: A deep learning-assisted heuristic for container assignment in first-mile logistics”, *Eur. J. Oper. Res.*, січ. 2025. Дата звернення: 18 лют. 2026. [Онлайн]. Доступно: <https://doi.org/10.1016/j.ejor.2025.01.024>
- [9] Y. Ma, Y. Zhou, Q. Fang, S. Xia та W. Chen, “A three-dimensional container loading algorithm for solving logistics packing problem”, *EURO J. Transp. Logistics*, т. 14, с. 100167, 2025. Дата звернення: 18 лют. 2026. [Онлайн]. Доступно: <https://doi.org/10.1016/j.ejtl.2025.100167>
- [10] Перспективи експортних перевезень зернових вантажів у контейнерах / Р. В. Вернигора та ін. *Транспортні системи та технології перевезень*. 2018. №16. С.22–30.
- [11] Покращення конкурентного середовища підприємств автомобільного транспорту на ринку вантажних перевезень / В.П. Кужель, О.С. Глодний, Д.О. Гусев // *Матеріали XVIII міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології*

та перспективи розвитку автомобільного транспорту», 20-22 жовтня 2025 року: збірник наукових праць [Електронний ресурс] / Міністерство освіти і науки України, Вінницький національний технічний університет [та інш.]. Вінниця: ВНТУ, 2025. С. 259 – 261 (PDF, 536 с.). ISBN 978-617-8163-71-6 (PDF)

[12] Перспективи розвитку вантажних перевезень в Україні в умовах сьогодення / В.П. Кужель, С.П. Куліш, Д.С. Литвинчук, М.С. Пашенько. Матеріали XVI Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології та перспективи розвитку авто-мобільного транспорту», 23-25 жовтня 2023 року: збірник наукових праць / Міністерство освіти і науки України, Вінницький національний технічний університет [та інш.]. Вінниця: ВНТУ, 2023. С. 198-202.

Черепакха Олександр Сергійович – канд техн. наук, доцент кафедри транспортних технологій, <https://orcid.org/0009-0004-6129-1945>, e-mail: a.cherepaha@tek-europa.com.ua

Барміна Дар'я Вячеславівна – студентка факультету транспортних систем, <https://orcid.org/0009-0008-2991-0741>, e-mail: barminadasha2020@gmail.com

Колісник Олена Володимирівна – студентка факультету транспортних систем, <https://orcid.org/0009-0009-5045-3060>, e-mail: tamaravvik@gmail.com

Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків

Галушчак Дмитро Олександрович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри автомобілів та транспортного менеджменту, <https://orcid.org/0000-0001-9752-9821>, e-mail: galuschak.d@gmail.com

Вінницький національний технічний університет, м. Вінниця

O. Cherepakha¹
D. Halushchak²
D. Barmina¹
O. Kolisnyk¹

Determination of rational technology for the delivery of plant products in containers between Ukraine and Spain

¹ Kharkiv National Automobile and Highway University

² Vinnytsia National Technical University

A solution to the current scientific and applied problem of determining a rational technology for delivering plant products in containers in international traffic between Ukraine and Spain in the context of the transformation of logistics chains and limited capacity of border infrastructure is proposed. Particular attention is paid to substantiating the feasibility of using container transportation as an alternative to traditional delivery schemes using grain wagons, which allows minimizing time losses, reducing costs for transshipment operations and increasing the flexibility of transport and logistics processes. A methodical approach to the formation and selection of a rational delivery technology has been developed, which is based on building a mathematical model for determining the total costs of the logistics chain. The formed model takes into account a complex of technological operations, in particular loading, unloading, reloading, storage, transportation, waiting for shipment and documentation. The order volume, delivery (export) distance and main transportation distance were used as input parameters. To form a reliable statistical base, an analysis of real orders for the transportation of plant products from Ukraine to Spain was carried out, on the basis of which the laws of distribution of random variables and sampling parameters were determined. A full-factorial experimental design was developed and a corresponding series of numerical calculations were performed. Based on the results obtained, regression mathematical models were constructed for two alternative delivery technologies, characterized by high indicators of adequacy and statistical significance. The comparative analysis made it possible to establish that the use of container technology ensures a sustainable reduction in total costs in the entire range of changes in input parameters. The average economic effect of implementing the proposed approach is over 24 thousand hryvnias per consignment of cargo, and the maximum exceeds 42 thousand hryvnias. The practical value of the results lies in the possibility of using the developed mathematical models and methodological approach in the activities of freight forwarding and logistics companies to optimize international transportation processes, justify management decisions and form rational logistics schemes. The proposed solutions can be integrated into decision support systems and digital traffic flow management platforms.

Keywords: mixed transport, plant products, container, model, regression analysis.

Cherepaha Oleksandr – Cand. Sc. (Eng.), Associate Professor, Associate Professor of the Department of Transport Technologies, <https://orcid.org/0009-0004-6129-1945>, e-mail: a.cherepaha@tek-europa.com.ua

Halushchak Dmytro – Cand. Sc. (Eng.), Associate Professor, Associate Professor of the Department of Automobiles and Transport Management, <https://orcid.org/0000-0001-9752-9821>, e-mail: galuschak.d@gmail.com

Barmina Darya – Student of the Faculty of Transport Systems, <https://orcid.org/0009-0008-2991-0741>, e-mail: barminadasha2020@gmail.com

Kolisnyk Olena – Student of the Faculty of Transport Systems, <https://orcid.org/0009-0009-5045-3060>, e-mail: tamaravvik@gmail.com

S. Sharai¹
M. Roi¹
O. Tsymbal²

INTERACTION OF TRANSPORT ENTERPRISES IN THE SECTOR OF ROAD FREIGHT TRANSPORTATION

¹National Transport University
²Vinnitsia National Technical University

The article addresses the issues of interaction among transport enterprises based on the distribution of orders for freight transportation through the calculation of proposed indicators that determine the degree of order compatibility. In the context of increasing demand for road freight transportation and limited production capacities of individual carriers, cooperation between motor transport enterprises becomes an important tool for improving the efficiency of transport processes. The study substantiates the feasibility of organizing such interaction by taking into account organizational and technological compatibility of transportation orders.

It has been established that the compatibility of freight transportation orders depends on the sequence of their execution within the transport process and on their concentration within a given transport network. The article proposes analytical indicators that make it possible to quantitatively assess the degree of compatibility and concentration of orders, which allows transport enterprises to form rational priorities for order execution. These indicators can be used to determine the expediency and level of interaction among motor transport enterprises, including the redistribution of orders and the joint use of vehicle fleets.

The proposed methodology for distributing freight transportation orders makes it possible not only to solve the problem of planning the transport process under conditions of a large volume of incoming transportation orders, but also to ensure a reduction in unproductive mileage, downtime, and inefficient use of vehicles. As a result, interaction among motor transport enterprises contributes to an increase in the overall efficiency of freight transportation and to the achievement of a higher total profit for all cooperation partners.

The object of the research is the process of interaction among motor transport enterprises in the execution of freight transportation orders. The aim of the study is to determine the criteria that form the basis for planning and distributing freight road transportation orders among cooperating road transport enterprises. The research method is analytical and is based on the analysis of time parameters of order execution and spatial characteristics of transportation networks.

The practical significance of the research lies in the possibility of applying the proposed approach in the operational planning of freight transportation by motor transport enterprises, especially under conditions of limited resources and high market competition.

Keywords: road transport enterprise, interaction, order for executing the transportation of cargo, coefficient of compatibility of orders, coefficient of concentration of orders.

Statement of the problem

Since the transportation of goods by air and water transport has faced significant operational, infrastructural, and security limitations during the period of military operations in Ukraine, the domestic market of transport services has increasingly prioritized road transport for freight movement. Disruptions of maritime corridors, restrictions in airspace usage, damage to port and airport infrastructure, and increased insurance risks have substantially reduced the reliability and predictability of alternative transport modes. Under such conditions, shippers and carriers were compelled to urgently restructure their logistics chains, revise established delivery routes, reconsider supply chain configurations, and adapt to a new risk environment characterized by uncertainty and volatility.

Motor transport enterprises operating in the freight road transportation sector, seeking to strengthen their competitive advantages in a rapidly changing market environment, are actively implementing measures aimed at improving service quality, expanding the range of logistics services provided, increasing the level of customer orientation, and enhancing operational flexibility. These measures include the integration of digital dispatching systems, implementation of route optimization technologies, diversification of vehicle fleets, and development of partnership agreements with other carriers. At the same time, enterprises are forced to operate under conditions of rising fuel prices, fluctuating demand, limited access to financial resources, and increased wear and tear of vehicles due to intensified usage.

Taking into account the contradictory nature of the criteria that determine transportation conditions – such as cost minimization, delivery time reduction, reliability, safety, and vehicle utilization efficiency – motor transport enterprises attempt to optimize their operating costs. However, excessive cost optimization or rigid

capacity planning may result in unintended consequences. In particular, carriers are sometimes compelled to refuse potentially profitable and promising orders due to insufficient production capacities, imbalance in fleet allocation, or incompatibility of new transportation requests with existing commitments. Such refusals negatively affect market share, long-term competitiveness, and overall profitability.

These trends stimulate the development of interaction and cooperation between transport enterprises in their production activities. Cooperative arrangements may take the form of subcontracting, joint planning of routes, shared use of vehicle fleets, information exchange platforms, or creation of transport alliances. The purpose of such interaction is to increase the efficiency of the use of motor vehicles performing freight transportation, improve load factors, reduce empty mileage, and ensure better coverage of fluctuating demand. Nevertheless, the mere fact of interaction does not automatically guarantee efficiency gains.

The activities of road transport enterprises that cooperate with each other do not necessarily lead to improved effectiveness in the execution of transport service orders if there are no clear signs of organizational, technological, and operational compatibility of the transport processes being carried out. Incompatibility may arise due to differences in fleet structure, technical characteristics of vehicles, information systems, management approaches, contractual obligations, or service standards. Lack of synchronization in scheduling, route planning, and cargo handling procedures may generate additional transaction costs and operational inefficiencies.

Therefore, the problem of increasing the efficiency of organizing freight road transportation based on structured and economically justified interaction between road transport enterprises is highly relevant. It requires the development of scientifically grounded methodological approaches to the coordination of transport processes and rational distribution of orders among cooperation participants.

Analysis of recent publications on the problem. The issue of interaction between transport enterprises in the execution of cargo transportation has been examined in the works of domestic and foreign scholars, including Gorbachov P.F., Mospan M.V., Oliskevych M.S., Prokudin G.S., Rudrazhit Pal, Kruyssen F., Gansterer M., Hartl R., and others. Their studies address various aspects of cooperative logistics, vehicle routing problems, collaborative transportation planning, and profit-sharing mechanisms within transport alliances. Particular attention has been paid to mathematical modeling of vehicle routing problems with cooperation elements, optimization of fleet utilization, and development of decision-support systems for dispatching operations.

However, despite significant scientific contributions, insufficient attention has been devoted to the issues of compatibility of transportation orders executed by cooperation participants within their operational activities. In particular, the criteria for assessing technological and organizational compatibility of orders, as well as methods for their formalization in the process of order distribution among interacting enterprises, remain underdeveloped. The absence of clearly defined compatibility indicators limits the practical applicability of existing models in real conditions of the Ukrainian transport market.

Formulation of research objectives (task statement). The purpose of this study is to determine and substantiate the criteria that form the basis for planning and distributing orders for freight road transportation between interacting road transport enterprises. The research aims to develop an improved methodological approach to the allocation of transportation orders among cooperating motor transport enterprises, taking into account economic efficiency, production capacities, technological compatibility, and risk factors.

Solving the research task is based on improving the mechanism for distributing orders for the transportation of goods between interacting motor transport enterprises in order to obtain the maximum total profit from the execution of the transportation process for all cooperation partners. This implies the development of a decision-making model that ensures balanced workload distribution, reduction of idle mileage, rational use of fleet resources, and equitable sharing of economic benefits among participants in cooperation.

Presentation of the main research material. The interaction of motor transport enterprises operating in the transport services market can occur in different organizational and economic forms depending on the structure of the logistics system, the type of transportation orders, and the operational capabilities of the enterprises involved. In modern market conditions, such interaction is increasingly becoming an important instrument for improving the efficiency of freight transportation processes and strengthening the competitiveness of transport companies. Depending on the objectives of cooperation, the interaction between carriers may involve joint planning of transportation routes, sharing of vehicle fleets, exchange of operational information, subcontracting of transportation tasks, or the formation of strategic alliances between enterprises.

Accordingly, different forms of interaction between road transport enterprises lead to different financial and operational consequences. If such interaction involves cooperation between enterprises operating within the same supply chains, it is commonly considered horizontal cooperation [1–4]. Horizontal cooperation is characterized by the collaboration of enterprises operating at the same level of the logistics system, which

jointly coordinate their transportation activities while maintaining their economic independence. Such cooperation allows enterprises to combine their resources, synchronize transportation schedules, and increase the utilization rate of their vehicle fleets.

The interaction of several road transport enterprises typically involves the consolidation of transportation orders with the purpose of their more efficient redistribution and execution. Through such consolidation, enterprises can achieve a more rational allocation of transportation tasks among available vehicles and ensure more efficient use of both their own and leased transport resources. This approach makes it possible to reduce empty mileage, increase vehicle load factors, optimize transportation routes, and improve the overall performance of freight transportation systems.

In many cases, such interaction between road transport enterprises leads to additional financial benefits in the form of increased revenues or reduced operational costs. At the same time, cooperative transportation activities require the development of mechanisms for the fair distribution of both costs and profits among cooperation participants [5–7]. Ensuring fairness in the distribution of economic results is an important prerequisite for maintaining stable long-term cooperation between transport enterprises.

The calculation of the criteria that form the basis for planning and distributing orders for freight road transportation between interacting road transport enterprises can be carried out taking into account the temporal relationships between the execution of transportation orders. These relationships are primarily determined by time windows within which cargo must be delivered to the designated destination points. The consideration of time windows allows not only satisfying the requirements of customers regarding delivery deadlines but also organizing transportation in such a way that the number of vehicles required for the execution of all orders is minimized.

Between orders for cargo transportation, certain relationships can be established that characterize the possibility and efficiency of their joint execution. These relationships include compatibility, concentration, unevenness, and orderliness of orders [8]. The analysis of such relationships allows determining the optimal sequence of order execution and selecting transportation routes that provide the highest level of operational efficiency.

At the same time, the orderliness of execution of transportation orders depends on their priorities, which are determined sequentially according to certain criteria. The alternation of order execution according to priorities allows transport enterprises to ensure the rational utilization of their vehicle fleets and minimize idle time and unproductive mileage.

The priority of order execution is determined according to the following conditions:

- the highest priority is determined by the coefficient of compatibility of transportation orders;
- in the case where several orders do not differ according to the value of the compatibility coefficient, the priority of execution is determined by the coefficient of order concentration. The order whose concentration coefficient approaches its maximum value is given priority.

Orders i and j will be considered compatible if they can be executed sequentially by one vehicle without taking into account zero mileage, empty mileage, or downtime while waiting for loading operations [8]. In other words, compatibility reflects the possibility of organizing transportation tasks in such a way that one order naturally follows another within the operational schedule of the same vehicle.

To evaluate the degree of order compatibility, it is proposed to use the order compatibility coefficient, which characterizes the compatibility of executing orders in the sequence $j \rightarrow i$:

$$K_c^{j,i} = \frac{a_{0,i}}{a_{j,i}}, \quad (1)$$

where $a_{0,i}$ – duration of execution the order Z_i without prior execution of any other orders and without zero mileage, loading wait, etc.; $a_{j,i}$ – duration of execution the order Z_i after execution of order Z_j .

The coefficient of order compatibility can have a maximum value equal to 1, which indicates that the orders are fully compatible and can be executed sequentially without additional time losses. A lower value of the coefficient indicates a lower degree of compatibility between transportation orders. Orders for which this coefficient is greater than 0 but less than 1 are considered partially compatible.

To evaluate the degree of compatibility of orders executed in the sequence $i \rightarrow j$, it is proposed to use the inverse indicator:

$$K_c^{i,j} = \frac{a_{0,j}}{a_{i,j}}, \quad (2)$$

where $a_{0,j}$ – duration of execution the order Z_j without prior execution of any other orders and without zero mileage, loading wait, etc.; $a_{i,j}$ – duration of execution the order Z_j after execution of order Z_i .

In order to evaluate the overall compatibility of all transportation orders within the planned set of orders, the average compatibility coefficient can be calculated:

$$K_c = \frac{\sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N K_c^{i,j}}{N}, \quad (3)$$

where N – number of orders.

The coefficient of compatibility of all orders shows the general level of compatibility among transportation tasks planned for execution within a certain order set. However, this indicator does not take into account the possibility of executing transportation orders by different road transport enterprises that interact with each other. Therefore, using only this coefficient to evaluate the effectiveness of cooperation between transport enterprises is insufficient [9].

To address this limitation, it is proposed to introduce an additional indicator that characterizes the territorial concentration of transportation orders. In order to assess the concentration of orders within a certain territory served by several motor transport enterprises that may cooperate with each other, the coefficient of order concentration is introduced:

$$K_k = \frac{N_z}{N_q}, \quad (4)$$

where N_z – the number of orders that need to be executed within a certain period of time T ; N_q – the number of points of departure and receipt of cargo (transport points) for which orders must be executed within a certain period of time T .

The coefficient of order concentration is a dynamic indicator whose value depends on the size of the territory under consideration, the number of transportation points located within this territory, and the duration of the planning period for transportation orders. Its maximum value is limited to two transport points regardless of how many transportation orders are planned within the territory. Its minimum value corresponds to the situation where each transportation order is associated with two completely independent transport points.

Therefore, the numerical value of the concentration coefficient K_k may vary within a certain range depending on the spatial distribution of transport points and the number of transportation requests. This coefficient reflects the degree to which transportation routes overlap spatially and temporally and indirectly characterizes the time required to perform trips with or without cargo. Deviation of this coefficient from the value of 1 indicates the level of favorable conditions for organizing and implementing freight transportation processes by road transport enterprises during their interaction.

The level of interaction between road transport enterprises also significantly influences their financial results from executing transportation orders. In practice, carriers often receive more transportation requests than they are able to execute using their own vehicle fleets. One carrier may lack a sufficient number of vehicles to fulfill all orders received from customers.

In such situations, after determining the compatibility coefficient of transportation orders and the concentration coefficient of orders, the transport enterprise may transfer part of the orders to its cooperation partner for execution or rent vehicles from that partner to perform the transportation itself. Such mechanisms of cooperation allow enterprises to maintain service reliability and avoid the rejection of profitable transportation orders.

Calculations of the potential planned profit of a motor transport enterprise depending on the required number of vehicles (both own and leased) necessary to execute a certain number of transportation orders at different values of the compatibility coefficient were carried out using the proposed methodology for determining order execution priorities. The results of the calculations showed that when the value of the compatibility coefficient approaches 1, the motor transport enterprise can achieve maximum profit due to the efficient sequential execution of transportation orders.

At the same time, not all transportation orders can always be executed by a single enterprise. In such cases, some of the orders may be transferred within the framework of cooperation to another road transport enterprise acting as a cooperation partner. Conversely, when the compatibility coefficient approaches lower values (for example, about 0.2), the motor transport enterprise may need to use additional vehicles or leased transport resources in order to execute all transportation orders (Fig. 1).

When the coefficient of compatibility of orders for cargo transportation decreases, the conditions for sequential execution of transportation tasks by the same vehicle become less favorable. In such circumstances, the efficiency of transportation planning within a single motor transport enterprise is reduced due to the increase in additional mileage, waiting time for loading operations, and other operational losses. As a result,

the enterprise may need to involve additional transport resources in order to ensure the timely execution of transportation orders received from customers.

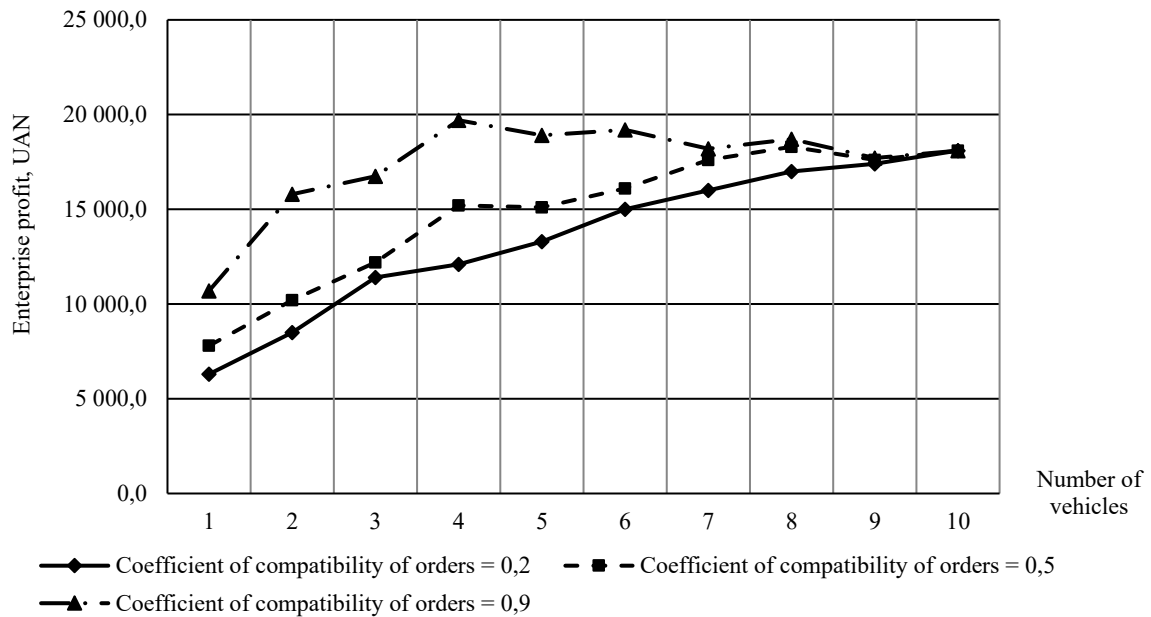


Fig. 1. Dependence of the profit of a motor transport enterprises on the executing of orders for cargo transportation at different values of the coefficient of compatibility of orders for different numbers of vehicles involved

At the same time, the results of the performed calculations show that the maximum possible profit under such conditions can be achieved when the motor transport enterprise increases the utilization of both its own and rented vehicles. The involvement of additional vehicles allows maintaining the required level of service reliability and avoiding delays in cargo delivery even when transportation orders have low compatibility with each other. However, the use of leased vehicles may also lead to an increase in operational costs, which requires careful planning and economic justification.

In this context, the interaction between road transport enterprises becomes an effective organizational mechanism for increasing the efficiency of freight transportation processes. Cooperative interaction between carriers allows redistributing transportation orders among enterprises according to their available production capacities, fleet structure, and operational schedules. As a result, enterprises that participate in such cooperation are able to use their transport resources more efficiently and reduce unproductive losses associated with idle vehicles or empty mileage.

The conducted research confirms that the interaction of motor transport enterprises leads to an increase in total profits for all partners participating in the cooperation process. The redistribution of transportation orders within a cooperative network allows each enterprise to focus on those transportation tasks that correspond most closely to its operational capabilities and current workload. This approach ensures a more balanced utilization of vehicle fleets and reduces the probability of rejecting profitable transportation orders.

An additional advantage of such interaction is the possibility of executing all transportation orders received from customers of transport services. In many cases, a single motor transport enterprise may not possess sufficient production capacities to fulfill the entire volume of transportation requests within the required time limits. However, through cooperation with other carriers, it becomes possible to distribute orders among several enterprises and thus guarantee the fulfillment of all contractual obligations to customers.

Consequently, the development of effective mechanisms for coordinating the interaction of road transport enterprises becomes an important factor in improving the efficiency and reliability of freight transportation systems. The use of scientifically grounded criteria for evaluating the compatibility and concentration of transportation orders allows enterprises to make rational decisions regarding the allocation of orders and the selection of cooperation partners.

Conclusions

For the possibility of evaluating the compatibility of orders for the execution of cargo transportation within a transport process performed either by a single road transport enterprise or by several enterprises interacting with each other, a system of indicators has been proposed. These indicators include the coefficient of

compatibility of transportation orders and the coefficient of order concentration, which together characterize the technological and organizational conditions for executing transportation tasks within the transport network.

The proposed compatibility coefficient allows determining the degree to which different transportation orders can be executed sequentially by the same vehicle without significant losses in time or operational efficiency. This coefficient reflects the temporal and spatial interrelation between transportation tasks and provides an opportunity to determine the most rational sequence of their execution.

At the same time, the coefficient of order concentration characterizes the spatial distribution of transportation requests within a certain territory and reflects the density of transportation tasks within the transport network. The joint use of these indicators allows evaluating not only the feasibility of executing transportation orders within a single enterprise but also the efficiency of cooperation between several road transport enterprises.

The results of the conducted research have shown that the compatibility of orders for cargo transportation largely depends on the sequence of their execution within the transportation process as well as on their territorial concentration within a given transport network. The higher the compatibility of orders and the greater their concentration within a certain area, the more favorable the conditions for organizing efficient transportation routes and minimizing transportation costs.

The proposed indicators can therefore be used as an analytical tool for determining the appropriate level of interaction between road transport enterprises. In particular, the coefficient of compatibility of transportation orders serves as an important indicator of the economic feasibility of cooperation between carriers, since the financial results of transport enterprises largely depend on its numerical value.

It has been established that when the compatibility coefficient approaches higher values, enterprises are able to organize transportation routes more efficiently and achieve higher profitability from transportation operations. Conversely, when this coefficient decreases, the need for additional vehicles and increased coordination between enterprises becomes more significant.

The proposed method for distributing orders for cargo transportation between interacting road transport enterprises makes it possible not only to solve the problem of planning the transportation process under conditions of a large number of incoming transportation requests but also to improve the overall economic results of transport enterprises. In particular, the implementation of the proposed method allows obtaining a greater total profit from the execution of freight transportation processes for all participants of cooperation.

Thus, the application of the developed methodological approach contributes to increasing the efficiency of freight road transportation, improving the utilization of vehicle fleets, reducing unproductive operational losses, and strengthening the competitive position of motor transport enterprises operating in the transport services market.

REFERENCES

- [1] Ganstererand, M., Hartl R.F. (2018). Collaborative vehicle routing: A survey, *European Journal of Operational Research*, 268 (1), 1–12. <https://doi.org/10.1016/j.ejor.2017.10.023> [in English].
- [2] Procudin, G.S., Oliskevych, M.S. (2019). Vplyv struktury transportnoi systemy na pokaznyky yakosti dostavky vantazhiv u mizhmiskomu spoluchenni [The impact of the structure of the transport system on the quality indicators of cargo delivery in intercity traffic]. *Visnyk Natsionalnogo transportnogo universytnetu - Bulletin of the National Transport University*, 1, 143-158. http://nbuv.gov.ua/UJRN/Vntu_2019_1_17 [in Ukrainian].
- [3] Mäcker A., Meyer auf der Heide, F., Pukrop, S. (2020). Approximating Weighted Completion Time for Order Scheduling with Setup Times. In: Chatzigeorgiou A. et al. (eds). *SOFSEM 2020: Theory and Practice of Computer Science. SOFSEM. Lecture Notes in Computer Science*. vol. 12011. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-030-38919-2_8 [in English].
- [4] Morales, R., Chicano, F., Khomh, F., Antoniol, G. (2018). Efficient refactoring scheduling based on partial order reduction. *Journal of Systems and Software*, 145, 25-51. <https://doi.org/10.1016/j.jss.2018.07.076> [in English].
- [5] Cruijssen, F., Cools, M., Dullaert, W. (2007). Horizontal cooperation in logistics: Opportunities and impediments. *Transportation Research Part E: Logistics and Transportation Review*, №43(2), 129–142. <https://doi.org/10.1016/j.tre.2005.09.007> [in English].
- [6] Gansterer, M., Hartl, R., Vetschera, R. (2019). The cost of incentive compatibility in auction-based mechanisms for carrier collaboration. *Networks*, №73(4), 490–514. <https://doi.org/10.1002/net.21828> [in English].
- [7] Ganstererand, M., Hartl, R.F. (2018). Collaborative vehicle routing: A survey, *Eur. J. Operational Research*, № 268, 1–12. <https://doi.org/10.1016/j.ejor.2017.10.023> [in English].
- [8] Oliskevych, M. (2019). Dynamic scheduling of highway cargo transportation. *Proceedings of ICCPT 2019, May 28-29, 2019*. Scientific Publishing House “SciView”, 141-151. URL: <http://elartu.tntu.edu.ua/handle/lib/28702> [in English].
- [9] Roi M.P. (2020). Metod optymizatsii integrovanogo transportnogo protsrsu vantazhnykh avtomobilnykh perevezen [Method for optimizing the integrated transport process of road freight transportation]. *Scientific notes of the Tavria National University named after V.I. Vernadsky. Series: technical sciences*, 31 (70), № 5, 220-227. <https://doi.org/10.32838/2663-5941/2020.5/36> [in Ukrainian].

Sharai Svitlana – Cand. Sc. (Eng.), Associate Professor, Professor of the Department of International Transportation and Customs Control, <https://orcid.org/0000-0001-6568-4990>, e-mail: Svetasharai@gmail.com

Roi Maksym – PhD (Eng.), Associate Professor, Associate Professor of the Department of International Transportation and Customs Control, <https://orcid.org/0000-0001-5788-4220>, e-mail: roymaks16@gmail.com

National Transport University, Kyiv

Tsybmal Olga – Assistant of the Department of Automobiles and Transport Management, <https://orcid.org/0009-0001-9527-2783>, e-mail: unicorne@ukr.net

Vinnitsia National Technical University, Vinnitsia

С. М. Шарай¹
М. П. Рой¹
О. В. Цимбал²

Взаємодія транспортних підприємств у секторі вантажних автомобільних перевезень

¹Національний транспортний університет

²Вінницький національний технічний університет

У статті розглянуто питання взаємодії транспортних підприємств на основі розподілу замовлень на виконання вантажних перевезень шляхом розрахунку запропонованих показників, що визначають ступінь сумісності замовлень. В умовах зростання попиту на автомобільні вантажні перевезення та обмежених виробничих можливостей окремих перевізників співпраця між автотранспортними підприємствами стає важливим інструментом підвищення ефективності транспортних процесів. У роботі обґрунтовано доцільність організації такої взаємодії з урахуванням організаційно-технологічної сумісності замовлень на перевезення.

Встановлено, що сумісність замовлень на виконання вантажних перевезень залежить від послідовності їх виконання у транспортному процесі та від рівня їх концентрації на заданій транспортній мережі. Запропоновано аналітичні показники, які дають змогу кількісно оцінити ступінь сумісності та концентрації замовлень, що дозволяє автотранспортним підприємствам формувати раціональні пріоритети виконання перевезень. Зазначені показники можуть бути використані для визначення доцільності та рівня взаємодії автотранспортних підприємств, зокрема під час перерозподілу замовлень і спільного використання рухомого складу.

Запропонована методика розподілу замовлень на виконання вантажних перевезень дає змогу не лише розв'язати задачу планування транспортного процесу за умов значного обсягу вхідних замовлень на транспортні послуги, а й забезпечити скорочення непродуктивних пробігів, простоїв та неефективного використання транспортних засобів. У результаті взаємодія автотранспортних підприємств сприяє підвищенню загальної ефективності вантажних перевезень і отриманню більшого сумарного прибутку всіма учасниками співпраці.

Об'єктом дослідження є процес взаємодії автотранспортних підприємств під час виконання замовлень на вантажні перевезення. Метою роботи є визначення критеріїв, що формують основу планування та розподілу замовлень на автомобільні вантажні перевезення між автотранспортними підприємствами, які взаємодіють між собою. Метод дослідження – аналітичний, заснований на аналізі часових параметрів виконання замовлень і просторових характеристик транспортної мережі.

Практичне значення роботи полягає у можливості застосування запропонованого підходу в оперативному плануванні вантажних перевезень автотранспортними підприємствами, особливо в умовах обмежених ресурсів і високої конкуренції на ринку транспортних послуг.

Ключові слова: автотранспортне підприємство, взаємодія, замовлення на виконання перевезення вантажу, коефіцієнт сумісності замовлень, коефіцієнт концентрації замовлень.

Шарай Світлана Михайлівна – канд. техн. наук, доцент, професор кафедри міжнародних перевезень та митного контролю, <https://orcid.org/0000-0001-6568-4990>, e-mail: Svetasharai@gmail.com

Рой Максим Петрович – доктор філософії, доцент, доцент кафедри міжнародних перевезень та митного контролю, <https://orcid.org/0000-0001-5788-4220>, e-mail: roymaks16@gmail.com

Цимбал Ольга Василівна – асистент кафедри автомобілів та транспортного менеджменту, <https://orcid.org/0009-0001-9527-2783>, e-mail: unicorne@ukr.net

DRONES AS THE CRUCIAL ELEMENT FOR AIR DEFENSE BUILDING AGAINST DRONES AND CRUISE MISSILES AT THE REAR AND BATTLEFIELD

Vinnitsia National Technical University

Drones are an effective tool for organizing offensive and defensive actions in modern warfare. The war between Russia and Ukraine has shown that inexpensive drones can cause critical damage to military equipment and civilian objects of high value. As a result, inexpensive drones used for air attacks have become an effective tool for inflicting very large economic losses on the enemy. They also create a great psychological impact on the population, which leads to significant physiological exhaustion. Such losses exceed the cost of the drones themselves by tens, hundreds, and even thousands of times. Indirect losses can reach a cost ratio of even hundreds of thousands of times. Thus, today a new extremely effective combat weapon has appeared on the battlefield. Today, the problem of developing new technical systems for shooting down aerial drones has arisen. Existing air or ground-based systems of various levels (aircraft, helicopters, cannons, surface-to-air missiles, machine guns, etc.) are focused on shooting down fundamentally different air military platforms, such as aircraft, helicopters, cruise missiles, etc. Therefore, these technical systems have a high cost and are too economically unprofitable for shooting down not only manned but even autonomous drones. Therefore, the use of existing platforms to shoot down air drones quickly economically exhausts defenders. The purpose of the article is to develop approaches (designs) for the functioning of an air defense system using special drones both for rear defense and on the battlefield. In this case, it is proposed to use both existing drones and technical platforms, and promising directions for the development of new drones and platforms for air defense are described. A description of existing strike drones and the design of protection systems against them are given. It is proposed to create a new class of drones – drone hunters – to destroy enemy drones. Some platforms for destroying enemy drones are described in detail. A hierarchically organized system for organizing the protection of the country's territory from enemy drones using hunter drones with various structural details is developed. A system for organizing protection from enemy drones on the battlefield is briefly described. A concept for a universal organization of a hierarchically echeloned organization of air defense against enemy drones is formed. It is emphasized that many drone defense platforms can be effective against cruise and/or ballistic missiles. The results obtained in the article form a new approach to developing strategic programs for the development of drones in the conditions of modern warfare.

Keywords: attacking drone, hunter drone, air defense, organization, development.

Introduction

Drones are an effective tool for organizing offensive and defensive actions in modern warfare. Drones are divided into reusable drones (for example, reconnaissance drones) and disposable ones (let's call them "kamikaze drones"). The war between Russia and Ukraine has shown that inexpensive drones can cause critical damage to military equipment and civilian objects of high value. As a result, inexpensive drones used for air attacks have become effective in inflicting very large economic losses on the enemy. They also create a great psychological impact on the population, which leads to significant physiological exhaustion. Such losses exceed the drones' cost by tens, hundreds, and even thousands of times. Indirect losses can reach a cost ratio of even hundreds of thousands of times. Moreover, the use of drones to attack the rear structure also has a distinct negative psychological and physiological impact on the population (for example, due to the need to stay in shelters and bomb shelters for a long time, and sometimes several times a night). In addition, during the day it leads to long interruptions in the work process.

As a result, drones have completely changed the nature of warfare today. World War I, thanks to machine guns and cannons, led to the so-called "positional stalemate." World War II removed tanks and airplanes from the battlefield, which shifted the war to an offensive mode. Russia's war with Ukraine became a "drone war," and again led the war to a "positional stalemate."

This happened because the use of drones made it possible to eliminate the "fog of war". Now the battlefield becomes completely open to the enemy, and military reinforcements begin to be attacked by drones already a few dozen kilometers from the front line. As a result, there is a need to use a large number of massing means, fighters move and fight in small groups or alone. The concentration of soldiers and equipment for the offensive becomes impossible.

Existing air or ground-based systems of various levels (aircraft, helicopters, cannons, surface-to-air missiles, machine guns, etc.) are focused on shooting down fundamentally different air military platforms, such as aircraft, helicopters, cruise missiles, etc. Therefore, these technical systems have a high cost and are too economically

unprofitable for shooting down not only manned but even autonomous drones. Therefore, the use of existing platforms to shoot down air drones quickly economically exhausts defenders.

Thus, there is a need to consider the possibility of using drones as an element of air defense against drones. This requires a fundamental change in the organization of air defense systems for both the rear and the front line (they must be different). It is also necessary to develop new types of drones (primarily their general design) and to carry out the significant modifications to existing drones. Some approaches to this are described in [1,2].

The purpose of the article is to develop approaches (designs) for the functioning of an air defense system using special drones both for rear defense and on the battlefield.

Attacking drones

Attacking drones fly, as a rule, at a relatively low speed. So, the Iran/Russian Shahed/Gheran kamikaze drones, which are most often used in the Russian-Ukrainian war, have a speed of up to 180-200 km/h. For other drones, as a rule, their speed is also a few hundred kilometers per hour. This is because they are disposable and therefore it does not make sense to use powerful engines and an advanced system for sudden changes in trajectory, flight control, and navigation. The height of the flight is also a few hundred meters, although they can rise to a height of several kilometers.

Most drones used on the battlefield have the same characteristics (line of contact of the parties and 10-50 kilometers on either side).

Defense systems against drones

Systems of defeating drones.

Aircraft/helicopters with air-to-air guns and/or missiles. As a rule, the missiles were self-guided, similar to those used to counter enemy aircraft. The use of airplanes/helicopters is too economically inefficient. In addition, entire classes of drones cannot be destroyed using such platforms. For example, these are small quadcopter drones that can be: 1) kamikaze drones (often FPV), 2) drones that attack with just one/several grenades or bombs, and 3) reconnaissance drones on the battlefield. They have small sizes and small signatures for identification. In addition, it is very difficult to identify them on the battlefield.

Surface-to-air missiles. These missiles were also designed to target aircraft/helicopters and are therefore cost-ineffective to use. In addition, small drones are again a problem precisely because of their characteristics described above.

Platforms with machine guns/cannons (tracked, wheeled, stationary, etc.). Here, the main problem of protection is that the attacking drones in a very short time are in an area where they can be identified, aimed, and fired effectively. Again, these platforms were targeted against aircraft/helicopters, and are therefore not cost-ineffective for shooting down very cheap drones.

Platforms of electronic warfare against drones (“anti-drone guns”, for example). They are aimed directly at countering drones. However, they can counter mainly drones that are controlled by the enemy using radio communication channels. At the same time, in some cases, their drones may have limitations in their use.

Using nets or tapes of various materials that entangle the propeller(s) of drones, causing them to fall to the ground.

Damage by laser radiation. So far, it is expensive, in addition, it requires precise aiming and long enough time to hold the laser beam on small targets (this makes it difficult to destroy drones from the ground). However, recently there was information about the use of lasers to shoot down missiles [3].

(Generally speaking, the main problem in the use of laser weapons arises from the need to obtain an energy flow with high intensity for pumping the working body. This problem can be solved in many ways. For example, with the use of a Magnetohydrodynamic (MHD) generator. For combat conditions, an open-loop MHD generator can be used, which allows for keeping the flow of energy on the order of one to several tens of seconds. The energy of the laser will be enough for the rapid (from 1 to several seconds) destruction of the body of the drone and the cruise/ballistic missile. During the operation of the MHD generator, it is possible to destroy several drones or cruise missiles. Using several MHD generators (and possibly laser systems) it is possible to create a rather dense anti-aircraft system. Especially when the MHD-generator + laser system is placed on a moving (flying, wheeled, tracked, water) platform.)

Drone detection/identification systems.

Radar systems have limited use for detecting drones, as they have too small an effective reflective surface. In addition, there are small drones that have too few metal parts. In addition, the radar systems themselves have little resistance against the attack of enemy drones. Defense of such systems requires significant military resources.

Acoustic systems for detecting drones and identifying their position/trajectory can be effectively applied

only to some drones. For example, in Shahed/Gheran, their identification is carried out from the ground using acoustic systems that identify the sound signature of drone engines and propellers (see [4]). For small drones, and even more so on the battlefield, this method will have significant limitations.

Detection/identification of drones by their communication channels with their command center. It can be two-way communication when the drone is controlled by a command center. This can be a one-way communication when the drone is used for enemy position scouting. Passive radar systems can be used here. However, the limitations are that drones and their command center can use narrowly directed radio communication channels.

Visual drone detection systems. There are still quite too few automatic systems for this, and their active development is just beginning. This direction will develop, but the level of its effectiveness still needs to be investigated.

Air defense systems for drones have been implemented.

There are quite too few examples of the implementation of complex systems for the organization of air defense for drones today. As a rule, separate existing platforms are implemented, which are often not connected to a single air defense complex.

However, the Russian-Ukrainian war led to the emergence of at least one comprehensive approach to the organization of air defense elements [4]. Today, Ukraine has already implemented a scheme to shoot down the Shahed/Gheran drones from pickup trucks armed with large-caliber machine guns. They rotate/alternate in the regions through which the typical flight paths of these drones run through the territory of Ukraine, or near cities and possible targets in the rear. Identification/detection of drones and determining the trajectory of their movement is carried out using a network of directional microphones according to a specific sound signature using specialized computer programs. Such a system of air defense against these drones has already proven its effectiveness.

In the USA, the Anvil-M anti-drone system is being developed, which consists of drones that are launched from the ground and have weapons to defeat small drones [5].

Methodology for the development of air defense against drones

We describe the design of a hierarchical organization of an air defense system. This system will be built from automated platforms for identifying enemy drones and making decisions on organizing defenses to destroy enemy drones. Some platforms may be autonomous, and some will include a human operator to make decisions and control the corresponding drones.

A system for identifying drones. It consists of ground and air platforms that can be stationary and mobile. The platforms should apply different identification principles. For example, these will be radars, acoustic systems with a database of enemy drone signatures, and optical systems in different frequency ranges. The platforms can include specialized neural networks, artificial intelligence, and human operators.

Wheeled, tracked, and flying mobile platforms should be designed according to Lego principles: they can be equipped with various universal blocks for identifying enemy drones. Such identification platforms and their blocks can be used both for the rear and on the front line.

Flying platforms are the most effective due to the following reasons:

1. The ability to cover a larger area with fewer platforms.
2. Short time to move and change positions.
3. Identification of moving targets against the background of the ground is of higher quality.
4. They allow for echeloning by height, where different identification methods will be used more effectively.
5. They allow for the simultaneous use of removable units using different physical principles.
6. Platforms of different sizes can be used for higher protection against enemy aircraft and missiles.

Decision-making platforms: stationary and mobile, with or without human operator participation, with or without the use of repeaters, in constant motion or not. They can be organized according to the example of coordinator drones described in [6], which allows one to use prepared sets of scenarios and carry out training both with the use of computer simulation and with the use of existing game platforms (World of Warplanes, Warplanes: WW2 Dogfight, Wings of War, etc.).

Systems for enemy drones destroying. They can be stationary and mobile, with or without human operator participation, with or without the use of repeaters, in constant motion or not.

The approach to design for organization of the air defense system in the rear

Identification of enemy drones is carried out in echelons as follows (all platforms have “home-foreign” identifiers and recognize them in targets).

Manned aircraft (which are capable of staying in the air for long periods of time) are platforms for long-range sensors (“long-range” defense). These are mainly active and passive radars. They are aimed at large drones or at localized groups of drones. At the same time, they also track aircraft and cruise missiles. Information about the general situation at a distance of several hundred (thousand) kilometers is obtained here. Sometimes such aircraft can also serve as general command and analytical centers, information processing centers, etc. Such planes can cover the space of the entire country.

Closer to the front line, barrage drones are used, which are able to stay in the air for a long time in a given region. They are platforms for sensors of a different nature (defense of “medium” action). In addition to radars, acoustic sensors (either of a wide range or of a combination of the required frequencies) and video cameras for a long distance in both the visible and infrared/ ultraviolet regions of the spectrum are involved. Their computers are able to classify both sound signatures and video images. Such platforms create a strip with a width of several tens of kilometers (there can be several such strips).

In the same regions, several lines of protection from stationary sensors are used, the areas of which are overlapping. Sensors of different natures can be formed on the same platform, or different platforms can be used (which allows for forming a more flexible defense). There can be several such “close” lines of defense. They can also create defense circles that protect local objects (cities, critical infrastructure objects, etc.).

There should be several *decision-making centers* at each level (for the country as a whole, regional, local), and their duplication should be created. Mobile decision-making centers can be used for local and regional needs.

Systems of enemy drones’ neutralization. The organization of the enemy drone destruction system should also be constructed in echelons according to the size of the hunter drones. Hunter drones will be used for this (some of the possible solutions are presented below). The use of hunter drones has several advantages. First, hunter drones are reusable drones and therefore can destroy quite a large number of enemy drones. Secondly, they have enough speed to keep the enemy drone in the aiming field for a long enough time, which dramatically increases the probability of its destruction. Third, hunter drones can use an autonomous search mode, which will not require a large number of highly skilled operators.

Small (light) hunter drones can be equipped with small-caliber machine guns. These machine guns have low recoil and will not greatly affect the movement of drones. Also, small drones can carry one unguided air-to-air missile, which, when exploded, scatters the elements of damage in the form of a cloud, cone or disc. Accordingly, the aiming system should be organized. The distance for damage can be hundreds of meters, and the aiming itself is organized by a video camera. At night, one can use a video camera and a spotlight, which is guided by the sound signature or is directed from the decision-making center. The detonation distance is set when using, for example, a laser rangefinder. Light drones can also use nets to capture enemy drones or propeller entanglement tapes, as well as anti-drone radio electronic guns and the like. However, enemy drones can use self-destruct elements when out of control, which can damage hunter drones when using short-range neutralization agents. Note that small hunter drones can also be kamikaze drones. This will be aimed mainly at expensive enemy drones, usually reconnaissance drones or kamikaze drones with a powerful explosive charge, as well as drones that are capable of maneuvering (then it is advisable to use FPV drones). Small drones can be based both on the ground (that is, be stationary) and on mobile platforms (cars, armored personnel carriers, etc.). Also, small hunter drones can be based on flying or floating platforms (for example, large drones, airplanes, helicopters, etc.). Small hunter drones can be equipped with a software product that will take them out of combat (with prior notification to decision-making centers) and send them to special landing sites for further maintenance and ammunition replenishment. Exit from the battle can be in cases of running out of ammunition or when the fuel supply (or battery capacity) is enough only to reach the nearest landing pad.

As a general rule, it is advisable to use the small hunter drones ahead of attacking enemy drones, because they have, as a rule, a lower speed. Therefore, small hunter drones will be localized in the form of air defense lines (preferably close to the front line or border), localized taking into account sufficient time for them to reach a possible interception region, or around cities and elements of critical infrastructure.

Medium and large hunter drones can be used effectively against existing kamikaze drones (such as the Iranian and Russian Shahed 136) because they have speeds comparable to such enemy drones (or even much faster than them). Baykar Bayraktar TV-2/3, Baykar Bayraktar Akıncı, and Baykar Bayraktar Kızılelma platforms can serve as examples of such hunter drones (these platforms can potentially be produced in Ukraine). Medium and large hunter drones, unlike small ones, can carry a combination of various weapon complexes. They also have greater autonomy in the air and more ammunition. This allows the use of medium and large hunter drones for long-term patrolling of certain regions. This significantly reduces the response time in cases of a sudden attack. In addition, medium and large hunter drones can serve as platforms for delivering a fairly large number of small hunter drones to a given region. This allows you to gain significant advantages

on the local battlefield.

Finally, medium and large hunter drones can be successfully used to intercept Long-range subsonic, Medium-range subsonic, and Short-range subsonic cruise missiles. The speed of such missiles is compared, for example, with the speed of the Baykar Bayraktar Kızılelma platform, which can not only hit these missiles themselves, but also create a curtain in front of them with a sufficiently large number of small hunter drones.

The approach to design for organization of the air defense system at the front line

The goal is to protect against reconnaissance and attack drones. All of the above solutions should be applied here. The only flawed addition is that the hunter drones should also be used in enemy territory. It is also necessary to identify the enemy's means of identifying our attack drones and enemy decision-making centers. An additional specificity is the presence of a time factor, because on the battlefield decisions must be made very quickly. Countermeasures against enemy electronic warfare can be used in the same way as against one's own attacking drones.

It should be noted that small hunter drones can be delivered over enemy territory using large carrier drones, cruise missiles, or large-caliber shells and missiles from multiple launch rocket systems.

Small drone hunters can be delivered over enemy territory using large carrier drones, cruise missiles or large-caliber shells, multiple launch rocket systems, and cassettes from aircraft or helicopters. In this way, local kill zones can be created in the path of enemy drones. Cassettes with small drone hunters can also be delivered over enemy territory using mobile wheeled, tracked, floating, and underwater platforms.

Discussion and outlook

Above is a variant of an effective program for forming an order for the modernization of existing and development of new drones for air defense. Based on this program, personnel training for its implementation is also organized. Also, based on the results of the article, a strategic formation of the country's air defense system can be developed for both the war and the post-war period.

The use of swarms of drones allows reaching a new level of human interaction and technical means of warfare, including for the air defense system. Some directions of development of distributed hierarchical control for autonomous drone swarms [6] can determine the future development of air defense systems.

The obtained results indicate that the formation of air defense for the rear can have certain universal forms, and decision-making can allow time for a thorough analysis of the situation and even computer simulation of possible decision options to select the most effective one. In contrast, on the front line, it is necessary to take into account many variable features, which take into account the characteristics of the battlefield area, the military forces and equipment of both your own and the enemy, the resources available to you and the enemy, the features of the ability to maintain and use drones, etc. Here, the initiative of commanders will be maximally manifested. The relationship between human intelligence and artificial intelligence will be most critical on the front line. The emergence of hierarchically organized autonomous swarms of drones [6] for both attack and defense can bring the organization of the battle to a new level and significantly increase its effectiveness. It is important that on this path fundamentally new opportunities arise for a significant reduction of human mortality in the conditions of future wars. The role of people will be to use their intellectual capabilities.

The approach described in the article to the organization of drone control can be used to protect the Earth from an asteroid/comet threat from Space. Such experience will also be useful for the colonization of the planets and the asteroid belt of both the Solar System and the planetary systems of other stars in the Universe.

Conclusion

Today, a new reality is emerging in the war organization. The widespread use of drones at various levels of attack leads to the need to use drones in air defense systems as well. Thus, there is a transition to warfare both at the level of people and at the level of drones.

The article develops approaches (designs) for the functioning of an air defense system using special drones both for rear defense and on the battlefield. In this case, it is proposed to use both existing drones and technical platforms, and promising directions for the development of new drones and platforms for air defense are described. A description of existing strike drones and the design of protection systems against them are given.

It is proposed to create a new class of drones – drone hunters – to destroy enemy drones. Some platforms for destroying enemy drones are described in detail. A hierarchically organized system for organizing the protection of the country's territory from enemy drones using hunter drones with various structural details is developed. A system for organizing protection from enemy drones on the battlefield is briefly described. A concept for a universal organization of a hierarchically echeloned organization of air defense against enemy

drones is formed.

It is emphasized that many drone defense platforms can be effective against cruise and/or ballistic missiles. The results obtained in the article form a new approach to developing strategic programs for the development of drones in the conditions of modern warfare.

Competing Interests: The author declares there are no competing interests.

Funding: The author declares no specific funding for this work.

REFERENCES

- [1] J. Sherman. Russia-Ukraine Conflict Prompted U.S. to Develop Autonomous Drone Swarms, 1,000-Mile Cannon. Scientific American, February 14, 2022. [Online]. Available: <https://www.scientificamerican.com/article/russia-ukraine-conflictprompted-u-s-to-develop-autonomous-drone-swarms-1-000-mile-cannon/>. Accessed on: January 19, 2026.
- [2] J. Sherman Drone-on-Drone Combat in Ukraine Marks a New Era of Aerial Warfare. Scientific American, April 3, 2023. [Online]. Available: <https://www.scientificamerican.com/article/drone-on-drone-combat-in-ukrainemarks-a-new-era-of-aerial-warfare/>. Accessed on: January 19, 2026.
- [3] Iron Beam laser weapon system to defend Israel's territory. Defense Industry Europe, October 15, 2023. [Online]. Available: <https://defence-industry.eu/iron-beam-laserweapon-system-to-defend-israels-teritory/>. Accessed on: January 19, 2026.
- [4] 125 separate brigade of territorial defense found their solution of air defense against drones. January 20, 2023. [Online]. Available: <http://ukrpohliad.org/news/125okrema-brygada-teroborony-znajshla-svoje-vyrishennya-ppo-proty-droniv.html>. (in Ukraine). Accessed on: January 19, 2026.
- [5] C. Demarest. Anduril unveils Anvil-M counter-drone kit that can defeat smaller UAS. DefenseNews. 2023/10/05/. [Online]. Available: <https://www.defensenews.com/unmanned/uas/2023/10/05/anduril-unveils-anvilm-counter-drone-kit-that-can-defeat-smaller-uas/>. Accessed on: January 19, 2026.
- [6] A. Shyian. Approach to conception and modeling for distributed hierarchical control for autonomous drone swarm. Advances in Machine Learning & Artificial Intelligence. 2024. V. 5, N 1.01-08. This text is also available from September 12, 2023 on the website Social Science Research Network (SSRN): <https://ssrn.com/abstract=4569538> or <http://dx.doi.org/10.2139/ssrn.4569538>. 18 p. Accessed on: January 19, 2026.

Shyian Anatolii – Cand. Sc. (Ph.-Math.), Associate Professor, Associate Professor of the Department of Information Systems Management and Security, <https://orcid.org/0000-0002-5418-1498>, e-mail: anatoliy.a.shyian@gmail.com

Vinnitsia National Technical University, Vinnitsia

А. А. Шиян

Дрони як ключовий елемент формування протиповітряної оборони від дронів та крилатих ракет у тилу та на полі бою

Вінницький національний технічний університет

Дрони є ефективним інструментом для організації наступальних та оборонних дій у сучасній війні. Війна між Росією та Україною показала, що недорогі дрони можуть завдати критичної шкоди військовій техніці та цивільним об'єктам високої цінності. В результаті недорогі дрони, що використовуються для повітряних атак, стали ефективним інструментом для завдання дуже великих економічних втрат противнику. Вони також створюють великий психологічний вплив на населення, що призводить до значного фізіологічного виснаження. Такі втрати перевищують вартість самих дронів у десятки, сотні і навіть тисячі разів. Непрямі втрати можуть досягати співвідношення вартості навіть у сотні тисяч разів. Таким чином, сьогодні на полі бою з'явилася нова надзвичайно ефективна бойова зброя. Сьогодні виникла проблема розробки нових технічних систем для збиття повітряних дронів. Існуючі повітряні або наземні системи різного рівня (літаки, гелікоптери, гармати, ракети класу "земля-повітря", кулемети тощо) орієнтовані на збиття принципово різних повітряних військових платформ, таких як літаки, гелікоптери, крилаті ракети тощо. Тому ці технічні системи мають високу вартість і є економічно не вигідними для збиття не лише пілотованих, а й автономних дронів. Отже, використання існуючих платформ для збиття повітряних безпілотників швидко економічно виснажує захисників. Метою статті є розробка підходів (проектів) функціонування системи протиповітряної оборони з використанням спеціальних безпілотників як для тилової оборони, так і на полі бою. У цьому випадку пропонується використовувати як існуючі безпілотники, так і технічні платформи, а також описані перспективні напрямки розвитку нових безпілотників та платформ для протиповітряної оборони. Наведено опис існуючих ударних безпілотників та проектування систем захисту від них. Пропонується створити новий клас безпілотників – мисливців за дронами – для знищення ворожих безпілотників. Детально описано деякі платформи для знищення ворожих безпілотників. Розроблено ієрархічно організовану систему організації захисту території країни від ворожих безпілотників з використанням безпілотників-мисливців з різними конструктивними деталями. Коротко описано систему організації захисту від ворожих безпілотників на полі бою. Сформовано концепцію універсальної організації ієрархічно ешелонованої організації протиповітряної оборони від ворожих безпілотників. Підкреслено, що багато платформ протиповітряної оборони можуть бути ефективними проти крилатих та/або балістичних ракет. Отримані у статті результати формують новий підхід до розробки стратегічних програм розвитку безпілотників в умовах сучасної війни.

Ключові слова: атакуючий дрон, дрон-мисливець, протиповітряна оборона, організація, розробка.

Шиян Анатолій Антонович – канд. фіз.-мат. наук, доцент, доцент кафедри менеджменту та безпеки інформаційних систем, <https://orcid.org/0000-0002-5418-1498>, e-mail: anatoliy.a.shyian@gmail.com

ПРАВИЛА ПОДАННЯ ТА ОФОРМЛЕННЯ СТАТЕЙ

Редакційна колегія журналу «Вісник машинобудування та транспорту» приймає до розгляду наукові статті з матеріалами досліджень і науково-технічних розробок.

У «Віснику машинобудування та транспорту» публікуються наукові статті за такими **науковими напрямками**:

- *Транспорт та транспортні технології*
- *Сучасні технології в машинобудуванні, зварювання та споріднені процеси і технології, нанотехнології*
 - *Механотроніка. Гідравлічні та пневматичні приводи різного технологічного призначення, вібраційні та віброударні машини та технології*
 - *Надійність і довговічність механізмів і машин, деталі та міцність утримуючих металоконструкцій підйомних транспортних машин*
 - *Безпека експлуатації машин та механізмів*
 - *Розвиток та сучасні вимоги до зразків озброєння та військової техніки*
 - *Сучасне обладнання і прогресивні технології виробництва озброєння та військової техніки*
 - *Експлуатація, технічне обслуговування та по-точний ремонт озброєння та військової техніки*
 - *Актуальні питання психологічної підтримки військовослужбовців*

Рукописи статей мають бути оформлені з дотриманням таких вимог.

Структура статті.

1. Стаття має починатись зі вступу, написаного у формі, доступній для розуміння широкого кола спеціалістів відповідної галузі науки. У вступі наводяться:

- постановка проблеми у загальному вигляді та висвітлення її зв'язку із важливими науковими чи практичними завданнями;
- аналіз досліджень і публікацій, в яких започатковано вирішення цієї проблеми і на які спирається автор;
- виділення невирішених раніше частин загальної проблеми;
- формулювання мети статті.

2. В основній частині статті викладаються і ґрунтовно роз'яснюються отримані твердження і результати.

Не слід перевантажувати статтю великою кількістю формул, дублюванням тих самих результатів у таблицях і графіках.

Бажано уникати довгих назв таблиць та рисунків. Слід застосовувати прийняті у тексті статті позначення та скорочення. Позначення і маловідомі терміни необхідно пояснювати.

3. Заключна частина має містити приклад (якщо це можливо), який ілюструє ефективність отриманих результатів, і висновки, що відображають основні результати і перспективи подальших досліджень.

Висновки мають повною мірою узгоджуватись зі змістом основного тексту.

4. Статтю слід розбивати на розділи з назвами, які відображають їх зміст. **Обсяг статті повинен бути в межах 6-10 сторінок формату А4.** Рукописи статей, що не потрапляють у вказані обсяги, редакцією не приймаються.

Правила оформлення та подання рукописів статей.

В редакцію необхідно подати:

- електронну версію рукопису статті (надіслати на електронну адресу секретаря журналу);
- супровідні документи.

Рукопис статті готується з дотриманням таких вимог:

Стаття може бути написана українською або англійською мовою і надрукована на одній стороні аркушів формату А4. Поля: всі по 2 см.

1. Для підготовки статті застосовувати текстовий редактор Microsoft Office Word, використовуючи шрифт Times New Roman розміром 11 пт. з одинарним міжрядковим інтервалом.

Для зручності можна використати приклад оформлення статті файл visnyk_prvkl_stat.doc.

2. Структура статті

2.1. У верхньому лівому кутку рукопису потрібно вказати індекс УДК (Times New Roman, 11 пт, зліва).

2.2. Ініціали та прізвища авторів (друкувати напівжирними літерами, кожний з нового рядка (Times New Roman, 14 пт, справа);

2.2.2. З наступного рядка – назва статті (напівжирними великими літерами, відцентрувати, (Times New Roman, 16 пт));

2.2.3. З нового рядка вказуються назви установ, де працюють автори (Times New Roman, 11 пт, по центру);

2.2.4. З нового рядка – анотація статті. **Текст анотації має містити 1800-2000 знаків** (Arial, 9,5 пт, курсив, по ширині сторінки);

2.2.5. З нового рядка під назвою (напівжирним) «Ключові слова:» наводиться перелік ключових слів (Arial, 9,5 пт, по ширині сторінки).

2.3. З нового рядка – Вступ (всі підзаголовки у статті – Times New Roman, 11 пт, напівжирними літерами, по центру, відступ зверху – 10 пт., знизу – 6 пт.).

2.3.2. Далі подається основний текст статті – результати досліджень (Times New Roman, 11 пт, по ширині сторінки, з одинарним міжрядковим інтервалом.

2.3.3. Далі – Висновки.

2.4. З нового рядка наводиться СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ, оформлений згідно зі стилем цитування Інституту інженерів з електротехніки та електроніки (IEEE Citation Style) у вигляді загального списку, складеного за чергою посилань у тексті (не за абеткою). У тексті рукопису посилання на літературу беруться в квадратні дужки кожний окремо (наприклад, [1], [2]). Посилання на неопубліковані праці не допускаються (Times New Roman, 9 пт).

Якщо в списку літератури є джерела, яким присвоєно міжнародний цифровий індикатор DOI (Digital Object Identifier), то його необхідно вказати (приклад: [1] A. A. Larson, “The Reception of Giatian’s Tractatus de penitentia and the Relationship between Canon Law and Theology in the Second Half of the Twelfth Century,” Journal of Religious History, no. 37 (4), pp. 457-473, 2013. <https://doi.org/10.1111/1467-9809.12081>).

Для зручності та прискорення підготовки статті можете скористатися прикладами складання бібліографічного опису для списку використаної літератури, наведеними у файлі lit.doc.

Далі наводяться:

2.5. Відомості про авторів: прізвище, ім’я, по батькові (без скорочень, напівжирним, курсивом), науковий ступінь, вчене звання, посада, повна назва установ, місто, електронні адреси авторів (Times New Roman, 10 пт, зліва).

2.6. **Англійською мовою** наводяться всі елементи пунктів 2.2 та 2.5. Текст анотації має містити **1800-2000 знаків!**

2.7. Анотації пишуться на мовах (українська, англійська), які не використовувались при написанні основного тексту статті.

3. У статті слід застосовувати Міжнародну систему одиниць (СІ).

4. Формули набираються у редакторі формул (**Equation або MathType**) з використанням латинських та грецьких літер. Не дозволяється використовувати літери кирилиці, зокрема, й в індексах. Кожна формула набирається як один об’єкт (full – 11 pt; subscript – 8 pt; sub- subscript/superscript – 6 pt, symbol – 12 pt).

Для позначення змінних у тексті не використовувати редактор формул за винятком випадків, де це необхідно (наприклад, змінна з верхнім та нижнім індексами).

5. Ілюстрації подаються включеними у текст статті (без OLE-зв’язку, кожна ілюстрація — один об’єкт) після першого посилання на нього.

6. Кожна таблиця повинна мати номер та заголовок.

Приклад оформлення статті можна подивитись на сайті журналу.

Рукописи статей, оформлених з порушеннями зазначених вимог та правил, до розгляду не приймаються.

Супровідні документи

1. Авторська довідка (файл avtdov.doc).

2. Довідка експертної комісії щодо відсутності в рукописі статті відомостей, заборонених до опублікування у відкритому друці.

3. Для співробітників ВНТУ — витяг з протоколу засідання кафедри чи лабораторії, де виконувались дослідження (протокол № від), зі стислою характеристикою статті та рекомендацією наукового семінару цього підрозділу (вказати: протокол № від).

4. Для авторів, не співробітників ВНТУ – рецензія на статтю за підписом доктора технічних наук (фахівця з напрямку, відповідного до статті).

До статті можуть бути внесені зміни редакційного характеру без погодження з автором.

Гонорар авторам не виплачується.

Остаточне рішення щодо публікації статей приймає редакція журналу та Вчена рада ВНТУ.

Умови оплати опублікування статей.

Статті науковців ВНТУ публікуються безоплатно. Статті науковців інших установ, організацій та підприємств публікуються на умовах надання платних послуг. Після ухвалення Вченою радою ВНТУ змісту номеру журналу, секретар надсилає авторам на електронну адресу листи з реквізитами, сумою коштів та бажаним терміном оплати.

Науковий журнал

Вісник машинобудування та транспорту

№1(23) 2026

Ідентифікатор медіа R30-01953.
Внесено до Реєстру суб'єктів у сфері друкованих медіа
за рішенням Національної ради з питань телебачення
і радіомовлення № 1234 від 31.10.2023 р.

АДРЕСА РЕДАКЦІЇ ТА ВИДАВЦЯ:
Вінницький національний технічний університет,
вул. Хмельницьке шосе, 95, к. 2206, м. Вінниця, 21021,
Тел. +380 98 305 26 11
Email: farv@vntu.edu.ua
<https://vmt.vntu.edu.ua>

Підписано до друку 26.03.2026 р.
Формат 29,7 × 42 1/2. Папір офсетний. Гарнітура Times New Roman.
Ум. друк. арк. 16,08. Наклад 50 пр. Зам. № 2026-007.

Віддруковано у Вінницькому національному технічному університеті
в редакційно-видавничому відділі
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95, ВНТУ,
ГНК, к. 114
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
серія ДК № 3516 від 01.07.2009 р.