

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ
І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»

MINISTRY OF EDUCATION
AND SCIENCE OF UKRAINE

National Technical University
«Kharkiv Polytechnic Institute»

**Вісник Національного
технічного університету
«ХПІ». Серія:
Машинознавство та САПР**

№ 2'2026

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

Харків
НТУ «ХПІ», 2026

**Bulletin of the National
Technical University
«KhPI». Series:
Engineering and CAD**

No. 2'2026

Collection of Scientific papers

The edition was founded in 1961

Kharkiv
NTU «KhPI», 2026

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: машинознавство та САПР = Bulletin of the National Technical University «KhPI». Series: Engineering and CAD : зб. наук. пр. / Нац. техн. ун-т «Харків. політехн. ін-т». – Харків: НТУ «ХПІ», 2026. № 2. 120 с. ISSN 2079-0775.

У збірнику представлені результати досліджень кінематики, динаміки, напружено-деформованого стану елементів сучасних машин, а також методи, моделі та системи їх автоматизованого проектування. Публікуються статті, що стосуються розробки систем автоматизованого проектування, застосування математичного моделювання в техніці, впровадження інформаційних технологій і розробки програмного забезпечення. Статті містять матеріали доповідей 57-ї міжнародної науково-технічної конференції «Проблеми якості і довговічності зубчастих передач та механічного приводу» ЗП–2026.

Для науковців, викладачів вищої школи, аспірантів, студентів і фахівців у галузі автоматизованого проектування механічних систем

The publication is devoted to the coverage of achievements in the field of kinematics, dynamics, stress-strain state of machines elements, as well as methods, models and systems of their automated design. Articles are published on the development of CAD systems, the application of mathematical modeling in technic, the introduction of information technology and software development. The articles contain materials of the 57th International scientific-technical conference «Problems of quality and durability of gears and mechanical drive» ZP–2026.

For scientists, teachers of higher education, post-graduate students, students and specialists in the field of mechanical engineering

Ідентифікатор медіа R30-01546, згідно з рішенням Національної ради України з питань телебачення і радіомовлення № 1075 від 16.10.2023 р.

Абстатований як наукове фахове видання України категорії «Б», у якому можуть публікуватися результати дисертаційних робіт доктора філософії, доктора і кандидата наук

Галузь знань – механічна інженерія: G8 Матеріалознавство, G9 Прикладна механіка, G10 Металургія, G11 Галузеве машинобудування

Мова статей – українська, англійська

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: машинознавство та САПР включений до зовнішніх інформаційних систем, у тому числі індексується в наукометричних базах OCLC WorldCat (США) і Google Scholar, пошукової системи Crossref та Bielefeld Academic Search Engine (Німеччина), входить до Переліку ICI Journal Master List 2018–2021 рр. наукометричної бази даних Index Copernicus, включений у довідник періодичних видань бази даних Ulrich's Periodicals Directory (New Jersey, USA), а також до електронних бібліотек The Vernadsky National Library of Ukraine (Україна, Київ), Institutional Repository (eNTUKhPIIR) (Україна, Харків), науково-технічної бібліотеки НТУ «ХПІ»

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

Засновник

Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»

Founder

National Technical University
«Kharkiv Polytechnic Institute»

Редакційна колегія серії

Відповідальний редактор:

Ткачук М. А., проф., НТУ «ХПІ», Україна

Відповідальний секретар:

Ткачук М. М., ст. дослідник, НТУ «ХПІ», Україна

Члени редколегії:

Акімов О. В., проф., НТУ «ХПІ», Україна

Бага В. М., доц., Сумський державний університет, Україна

Бікіч С., проф., Новосадський університет, Сербія

Бурласко В. М., доц., НТУ «ХПІ», Україна

Воропай О. В., проф., ХНАДУ, Україна

Грабовський А. В., проф., НТУ «ХПІ», Україна

Гречка І. П., доц., НТУ «ХПІ», Україна

Зінченко О. І., доц., НТУ «ХПІ», Україна

Львов Г. І., проф., НТУ «ХПІ», Україна

Ондрушка Ю., доц., Словацький технічний університет у Братиславі, Словаччина

Пасіка В. Р., проф., НУ «Львівська політехніка», Україна

Проценко В. О., проф., Херсонський НТУ, Україна

Рацков М., проф., Новосадський університет, Сербія

Ратінавелу С., ст. викл., Університет Карлстада, Швеція

Сотник М. І., проф., Сумський державний університет, Україна

Степанов М. С., проф., НТУ «ХПІ», Україна

Субботіна В. В., проф., НТУ «ХПІ», Україна

Устипенко О. В., доц., НТУ «ХПІ», Україна

Харжевський В. О., проф., Хмельницький національний університет, Україна

Хованський С. О., доц., Сумський державний університет, Україна

Хрїбїк А., PhD, Словацький технічний університет у Братиславі, Словаччина

Шатохін В. М., проф., ХНУМГ імені О.М. Бекетова, Україна

Editorial staff

Associate editor:

Tkachuk M. A., prof., NTU «KhPI», Ukraine

Executive secretary:

Tkachuk M. M., senior researcher, NTU «KhPI», Ukraine

Editorial staff members:

Akimov O. V., prof., NTU «KhPI», Ukraine

Baha V. M., doct. of Science, Sumy State University, Ukraine

Bikić S., prof., University of Novi Sad, Serbia

Burlayenko V. M., doct. of Science, NTU «KhPI», Ukraine

Voropai O. V., prof., ХНАДУ, Ukraine

Grabovskiy A. V., prof., NTU «KhPI», Ukraine

Hrechka I. P., doct. of Science, NTU «KhPI», Ukraine

Zinchenko O. I., doct. of Science, NTU «KhPI», Ukraine

Lyov G. I., prof., NTU «KhPI», Ukraine

Ondruška J., doct., Slovak University of Technology in Bratislava, Slovakia

Pasika V. R., prof., Lviv Polytechnic National University, Ukraine

Protsenko V. O., prof., Kherson National Technical University, Ukraine

Rackov M., prof., University of Novi Sad, Serbia

Rathinavelu S., assoc. senior lecturer, Karlstad University, Sweden

Sotnyk M. I., prof., Sumy State University, Ukraine

Stepanov M. S., prof., NTU «KhPI», Ukraine

Subbotina V. V., prof., NTU «KhPI», Ukraine

Ustynenko O. V., doct. of Science, NTU «KhPI», Ukraine

Kharchevskiy V. O., prof., Khmelnytskyi National University, Ukraine

Khovanskyi S. O., doct. of Science, Sumy State University, Ukraine

Chribik A., PhD, University of Technology in Bratislava, Slovakia

Shatokhin V. M., prof., KhNU of Urban Economy named after O.M. Beketov, Ukraine

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ «ХПІ». Протокол № 6 від 29 травня 2026 р.

© Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», 2026

*А. Д. БОБКОВ***ТЕХНІКО-ТЕХНОЛОГІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ЗАСТОСУВАННЯ МОДУЛЬНИХ ШНЕКІВ У МАШИНАХ ДЛЯ ТРАНСПОРТУВАННЯ ШТУЧНИХ ВАНТАЖІВ**

У статті розглянуто перспективність застосування сегментних (модульних) шнеків в обладнанні, яке використовується в галузевому машинобудуванні і прикладній механіці, як альтернативи традиційним рішенням із суцільнометалевими чи полімерними конструкціями. Запропоновано концепцію шнека, складеного з окремих уніфікованих елементів — виток із фрагментом валу виготовляються як одне ціле, і набір з декількох таких секцій формує готовий шнек. Елементи шнека виготовляються окремо і незалежно один від одного із застосуванням технологій адитивного виробництва. Такий підхід дозволяє реалізувати принцип простого монтажу, забезпечуючи можливість швидкої зміни геометричних параметрів (кроку, діаметра, профілю витків шнека) залежно від технологічних вимог. Обґрунтовано, що використання модульної структури сприяє підвищенню універсальності обладнання, скороченню витрат на виготовлення за рахунок відмови від складних технологічних процесів навивки гвинтових заготовок та використання дорогих сплавів і полімерних матеріалів, а також зменшенню тривалості циклу виробництва. Окрему увагу приділено підвищенню ремонтпридатності: у разі пошкодження витка можливе локальне відновлення шляхом заміни лише окремих сегментів без демонтажу чи заміни всього шнека. Запропоновано конструктивне рішення з'єднання модулів між собою із використанням муфти, яка забезпечує захисну функцію, шляхом розімкнення секцій у випадку заклинювання шнека під час роботи. Додатково передбачено застосування кінцевих вимикачів для автоматичного аварійного відключення приводу при розходженні елементів конструкції, що підвищує надійність і безпеку експлуатації обладнання. Відзначено, що застосування технологій 3D друку відкриває перспективи оптимізації масогабаритних характеристик шнека за рахунок раціонального і точного розподілу матеріалу на заготовці, а також дозволяє інтегрувати додаткові конструктивні елементи без суттєвого ускладнення виробничого процесу. Проаналізовано потенційні обмеження та особливості використання модульних шнеків, що пов'язані з міцністю з'єднань, точністю виготовлення та умовами навантаження, що в цілому визначає напрямки подальших досліджень у даній сфері. Отримані результати свідчать про доцільність впровадження сегментних шнеків у промислові системи транспортування, подавання та обробки матеріалів, зокрема в умовах, що вимагають гнучкості, швидкої адаптації та зниження експлуатаційних витрат.

Ключові слова: шнек; модульна збірка; сегментна конструкція; адитивне виробництво; перспективність; ремонтпридатність; універсальність

*А. BOBKOV***TECHNICAL AND TECHNOLOGICAL JUSTIFICATION FOR THE APPLICATION OF MODULAR SCREWS IN MACHINES FOR HANDLING DISCRETE LOADS**

The article examines the prospects for the application of segmented (modular) screws in equipment used in industrial engineering and applied mechanics as an alternative to traditional solutions based on solid metal or polymer structures. A concept of a screw assembled from separate unified elements is proposed, where the flight together with a shaft fragment is manufactured as a single unit, and a set of such sections forms a complete screw. The screw elements are manufactured separately and independently using additive manufacturing technologies. This approach enables the implementation of a simplified assembly principle, providing the possibility of rapid modification of geometric parameters (pitch, diameter, and flight profile) depending on technological requirements. It is substantiated that the use of a modular structure contributes to increasing equipment versatility, reducing manufacturing costs by eliminating complex processes of helical blank forming and the use of expensive alloys and polymer materials, as well as shortening the production cycle. Particular attention is paid to improving maintainability: in the event of flight damage, local repair is possible by replacing only individual segments without dismantling or replacing the entire screw. A structural solution for connecting modules using a coupling is proposed, which performs a protective function by disengaging sections in the event of screw jamming during operation. Additionally, the use of limit switches for automatic emergency shutdown of the drive when structural elements separate is provided, which increases operational reliability and safety. It is noted that the application of 3D printing technologies opens prospects for optimizing the weight and dimensional characteristics of the screw through rational and precise material distribution within the workpiece, and also allows the integration of additional structural elements without significant complication of the manufacturing process. Potential limitations and features of the use of modular screws related to joint strength, manufacturing accuracy, and loading conditions are analyzed, which generally determine the directions for further research in this field. The obtained results indicate the feasibility of implementing segmented screws in industrial systems for transportation, feeding, and processing of materials, particularly under conditions requiring flexibility, rapid adaptation, and reduced operating costs.

Keywords: screw; modular assembly; segmented structure; additive manufacturing; feasibility; maintainability; versatility; conveying machines

Вступ. Шнекові машини з нежорсткими, полімерними гвинтовими елементами, та шнеками зі змінним кроком, дуже широко застосовуються у харчовій, сільськогосподарській, машинобудівній, та легкій промисловостях. Наявні конструкції добре зарекомендували себе з точки зору експлуатаційної ефективності та незамінності у своїх сферах. Популярність шнеків призводить до пошуку шляхів до їх постійного вдосконалення. Одне з таких удосконалень – це зміна конструкції з суцільної, на сегментну, або модульну.

Аналіз попередніх досліджень. Теоретичні, експериментальні, практичні, аналітичні і математичні аспекти шнекових елементів були досліджені різними українськими науковцями,

серед яких Гевко І. Б., Гевко Р. Б., Рогатинський Р. М., Ляшук О. Л., Гудь В. З., Дячун А. Є., Мельничук А. Л., Слободян Л. М., Вітровий А. О., Пік А. І., Закалов О. В., Закалов І. О.

Сучасні дослідження шнекових транспортерів значною мірою зосереджені на оптимізації конструктивних параметрів шнеків [1, 2], моделюванні процесів транспортування сипких вантажів із застосуванням методу дискретних елементів (DEM) [2–4], а також підвищенні ефективності їх роботи у різних галузях промисловості [5].

© А. Д. Бобков, 2026

Метою статті є дослідження параметрів сегментних гвинтових елементів (модульних шнеків), обґрунтування доцільності їх застосування у машинобудуванні.

Наукова новизна дослідження. Новизна полягає у запропонованому підході до конструктивного виконання шнекових робочих органів у вигляді модульної (сегментної) системи, елементи якої виготовляються окремо із застосуванням технологій адитивного виробництва. На відміну від традиційних суцільних шнеків, які вже мають значну кількість досліджень, запропонована конструкція залишається недостатньо вивченою, і передбачає формування робочого органу з уніфікованих секцій, де кожен виток разом із фрагментом валу утворює окремий модуль. Такий підхід забезпечує можливість гнучкої зміни геометричних параметрів шнека (кроку, діаметра, конфігурації витків) шляхом комбінування окремих сегментів залежно від технологічних вимог.

Також новизна полягає у поєднанні модульної конструкції шнека з використанням полімерних матеріалів, виготовлених методом 3D-друку, що дозволяє адаптувати жорсткість контактних поверхонь до особливостей транспортованого об'єкта.

Додатковим елементом наукової новизни є запропоноване конструктивне рішення з'єднання сегментів із застосуванням захисної муфти та системи аварійного відключення приводу. Така система дозволяє автоматично роз'єднувати секції шнека у випадку його заклинювання та забезпечує оперативне вимкнення обладнання, що підвищує експлуатаційну надійність, ремонтпридатність і безпеку роботи шнекових машин.

Виклад основного матеріалу. Одним із підходів до вдосконалення шнекових робочих органів є детальний аналіз їх конструкції та визначення експлуатаційних параметрів, що впливають на доцільність впровадження нових технічних рішень і ефективність їх подальшого використання. У якості прикладу розглянемо поширену модель BFA-MB611 – автоматичну машину для наповнення та закупорювання скляних пляшок та алюмінієвих банок із протитиском (до 850 пляшок/год), яка широко застосовується у виробничих лініях наповнення тари.

Аналіз конструкції машини BFA-MB611 показує, що шнек у даному випадку працює в умовах відносно низьких механічних навантажень та не взаємодіє з абразивними або високотемпературними матеріалами. Основним об'єктом транспортування є скляна та металева тара, яка, однак, характеризується значною варіативністю геометричних параметрів – об'єму, форми та габаритних розмірів, що визначаються як технологічними вимогами, так і дизайнерськими особливостями продукції. При цьому встановлено, що в аналогічних машинах ранніх модифікацій застосовувалися шнеки, виготовлені з жорстких матеріалів, контакт із якими призводив до підвищеного рівня бою тари, що в окремих випадках досягав близько 5–10 % [6].

Запропоноване рішення у вигляді модульного (сегментного) шнека дозволяє усунути вище описані недоліки та підвищити ефективність роботи обладнання. Зокрема, модульна конструкція забезпечує високий рівень універсальності за рахунок можливості оперативної заміни або комбінування окремих сегментів залежно від типорозміру тари. Використання технологій адитивного виробництва значно спрощує процес виготовлення елементів шнека, скорочує виробничі витрати та дозволяє швидко адаптувати конструкцію під нові умови експлуатації. Крім того, застосування полімерних матеріалів для виготовлення сегментів сприяє зменшенню жорсткості контакту зі склянню тарою, що, у свою чергу, дозволяє суттєво знизити відсоток її пошкодження.

Доцільність впровадження сегментних шнеків підтверджується також при аналізі роботи класичних шнекових транспортерів, що експлуатуються для переміщення зерна, гранул, тирси, порошоків [7]. У таких системах одним із ключових факторів є знос робочих поверхонь витків у процесі тривалої експлуатації. Використання модульної конструкції дозволяє підвищити ремонтпридатність обладнання за рахунок можливості локальної заміни окремих зношених або пошкоджених сегментів без необхідності демонтажу всього шнека, що забезпечує суттєву економію часу та матеріальних ресурсів.

Додатковою перевагою є підвищення експлуатаційної надійності системи. У разі виникнення аварійних ситуацій, зокрема заклинювання шнека, передбачене використання запобіжних муфт у місцях з'єднання сегментів, які забезпечують роз'єднання конструкції та запобігають пошкодженню приводу і шнека по всій довжині [8]. Інтеграція системи аварійного відключення із застосуванням кінцевих вимикачів дозволяє автоматично і миттєво зупинити роботу конвеєра при порушенні цілісності конструкції, що підвищує рівень безпеки експлуатації обладнання. Питання захисту приводів від перевантажень із використанням запобіжних муфт розглянуті у працях авторів, які обґрунтували доцільність застосування обмежувачів крутного моменту [9, 10].

Таким чином, результати проведеного аналізу свідчать про те, що впровадження сегментних (секційних) шнеків є технічно обґрунтованим рішенням, яке забезпечує підвищення універсальності, зниження експлуатаційних витрат, покращення ремонтпридатності та підвищення надійності роботи як дозувального, так і транспортуючого обладнання.

Загалом, найоптимальніші варіанти конструкцій секційних шнеків, з урахуванням всіх робочих параметрів, таких як надійність, працездатність на рівні із класичними суцільними шнеками, продуктивність, простота, швидкість і помірні собівартість виробництва, наступні:

Варіант 1: шліцьове з'єднання і фрикційна муфта. Сутність полягає у використанні як

з'єднувального елемента шліців (прямих або евольвентних), а сила притискання пружиною забезпечує фрикційну складову.

Принцип роботи: Передача крутного моменту через шліці, обмеження — через силу пружинного притиску.

Переваги: точне центрування; менший ударний режим; регульований момент спрацювання.

Недоліки: складніше у виготовленні; може «пробуксовувати» постійно при неправильному підборі пружини; варіант добре підходить, якщо потрібна стабільна робота без ривків.

Варіант 2: односторонній храповий механізм. Суть конструкції: зубці під кутом і пружний зуб або собачка.

Принцип роботи: В одну сторону система передає крутний момент, в іншу — проковзує.

Переваги: чітке «відключення»; можна контролювати напрям.

Недоліки: працює тільки в одному напрямку; знос при частому спрацюванні.

Підійде, якщо шнек обертається лише в одну сторону.

Варіант 3: конусне зубчасте з'єднання (самоблокування). Суть конструкції: торці зроблені під конус і мають зубці.

Принцип роботи: при навантаженні сильніше секції «втягуються», при перевищенні сили — роз'єднуються.

Переваги: дуже добре центрується при збиранні; має менше люфтів.

Недоліки: більш вимогливе до точності підгонки деталей; може «заклинювати» якщо кут конуса неправильний.

Оптимальний кут конуса 10–15°.

Варіант 4: магнітно-пружинне з'єднання (експериментальний варіант). Суть конструкції: в з'єднанні використані зубці з магнітами, та слабка пружина.

Переваги: дуже плавне розчеплення; менше механічного зносу.

Недоліки: складність конструкції; не підходить для великих навантажень.

Варіант 5: трикутні зубці та осьове підпружинення. Суть конструкції: торці секцій мають однакові трикутні зубці (як crown gear), які входять один в одного.

Принцип роботи: У нормальних умовах зубці жорстко передають обертовий момент, а при перевантаженні — зубці «виштовхуються» один з одного за рахунок пружини, і відбувається проковзування.

Переваги: простота виготовлення (важливий параметр для 3D-друку); можливість самоцентрування; плавне «тріщання» при перевантаженні.

Мінуси: знос зубців (стирання пластику); не дуже точне позиціонування після проковзування.

Рекомендації по виготовленню: кут зуба ~60°; закруглити вершини (для зменшення зносу при спрацюванні); додати невеликий нахил (5–10°) для кращого «виштовхування» зубців.

Таким чином, проаналізувавши всі переваги і недоліки кожного з наведених вище прикладів конструкцій, можна зробити висновок, що найефективніші і найбільше збалансовані експлуатаційні характеристики має варіант 5, (секція з трикутними зубцями), який зображено на рис. 1.

Приклад розрахунку із використанням типових для шнека формул:

визначення продуктивності шнека:

$$Q = \left(\pi d^2 / 4 \right) S n \varphi, \text{ м}^3/\text{с}, \quad (1)$$

де S – крок витка;

n – оберти/с;

φ – коефіцієнт заповнення (0,15–0,45).

визначення швидкості обертання:

$$n = V / S, \text{ об/хв.}, \quad (2)$$

де V – швидкість переміщення матеріалу (~0,1–1).



Рисунок 1 – Секція з трикутними зубцями

Типові показники для зерна: 100-300 об/хв.; тирси: 50-150 об/хв.; порошків: 20-100 об/хв.

Визначення потужності приводу:

$$P = \frac{Q \rho g L f}{\eta}, \text{ кВт}, \quad (3)$$

де ρ – густина матеріалу;

η – ККД (0,7 – 0,9);

g – коефіцієнт прискорення (9,8 м/с²);

L – довжина шнека;

f – коефіцієнт опору (0,3–0,6);

визначення крутного моменту:

$$M = \frac{9550 P}{n}, \text{ Н·м}, \quad (4)$$

визначення напружень на кручення:

$$\tau = \frac{16 M}{\pi d^3}; \quad (5)$$

визначення згинання вала:

$$\sigma = \frac{32 M_{зг}}{\pi d^3}; \quad (6)$$

визначення згинального моменту $M_{зг}$:

$$M_{зг} = \frac{q L^2}{8}, \quad (7)$$

де $q = \rho \cdot A \cdot \varphi \cdot g$ – розподілене навантаження ($A = D/4$);
визначення комбінованого навантаження
(згин і кручення):

$$\Sigma q = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (8)$$

Розрахунок сили пружини:

$$M = F r \tan \alpha, \quad (9)$$

де M – момент (Н·м);

F – сила пружини (Н);

r – середній радіус (м);

α – кут зубця.

Розрахунки проводимо взявши за об'єкт дослідження шнек [11], встановлений у машини VFA-MB611. Для шнеків встановлених в цих машинах можна приймати наступні інженерно обґрунтовані значення, виходячи з даних взятих із технічної документації [12]: діаметр шнека: 70 мм; радіус (r) = 0,035 м; крутний момент (M): ≈ 8 Н·м; $\alpha = 30^\circ$.

Тоді, типовий приклад для розрахунку зусилля шнека (Н):

$$F = \frac{M}{r \tan \alpha} \quad (10)$$

Це приблизно 73 кг зусилля. Враховуючи, що шнек працює в стабільних умовах без поштовхів, ривків і постійної зміни сил, обираємо пластик по типу Nylon (PA6, PA12), який визначається насамперед достатньою міцністю і зносостійкістю. Нейлонові матеріали доцільні у випадках підвищених навантажень, однак потребують більш складних умов друку.

Технологія 3D-друку, вибір обладнання, та основні налаштування. Для виготовлення сегментів шнека доцільно використовувати FDM-принтери із закритою робочою камерою (рис. 2), що забезпечує стабільний температурний режим та зменшує деформації, характерні для поліамідних матеріалів.



Рисунок 2 – Обладнання та технологічні особливості виготовлення сегментів шнека методом FDM-друку

Основні параметри друку підбираються з урахуванням необхідності забезпечення міцності та точності геометрії. Рекомендована товщина шару становить 0,1–0,2 мм, що дозволяє досягти достатньої якості поверхні гвинтової лінії. Заповнення (infill) доцільно встановлювати на рівні 40–80% залежно від вимог до міцності, при

цьому для навантажених елементів доцільне використання суцільного або комбінованого заповнення. Кількість зовнішніх стінок (perimeters) повинна бути не менше 3–4 для підвищення зносостійкості витків. Температура друку та стола визначається типом матеріалу (наприклад, для Nylon: 260–300°C для сопла та 80–110 °C для платформи).

Орієнтація моделі при друці є критично важливим фактором. Рекомендується розташовувати сегмент таким чином, щоб вісь шнека була вертикальною, що забезпечує рівномірне формування витків та підвищує точність з'єднувальних елементів. Водночас це може потребувати використання підтримок, які після друку видаляються з подальшою механічною обробкою.

Додатково слід враховувати постобробку виробів, яка може включати механічне зачищення поверхні, припасування з'єднувальних вузлів та, за необхідності, термічну обробку для зняття внутрішніх напружень. Це дозволяє підвищити точність складання модулів і покращити їх експлуатаційні характеристики [13].

Порівняльний аналіз матеріалів та оптимізація 3D-друку. Для забезпечення працездатності сегментного шнека в умовах машини VFA-MB611, де розрахункове зусилля становить близько 73 кг, вибір матеріалу є критичним.

Nylon (PA6/PA12): має найвищу зносостійкість та ударну в'язкість, що важливо для тривалої експлуатації трикутних зубців. Однак висока термоусадка (до 0.7–1.5 % у PA6 та 0.5–1.2 % у PA12) вимагає використання термокамери для збереження точності кроку шнека.

PETG-CF (з вуглеволокном): альтернативний варіант, який має значно вищий модуль пружності. Це мінімізує деформацію витків під навантаженням і забезпечує стабільне зачеплення зубців без люфтів.

Оптимізація структури (Infill): для зон передачі крутного моменту (зубців) рекомендовано застосовувати заповнення «Gryoid» на рівні, що забезпечує ізотропну міцність сегмента.

Орієнтація та міцність: вертикальний друк забезпечує ідеальну циліндричність валу, проте створює ризик розшарування по Z-осі під дією згинального моменту. Для компенсації цього ефекту кількість зовнішніх стінок (perimeters) має бути збільшена до 6. Механічні властивості виробів, виготовлених методом FDM, детально досліджені у роботах зарубіжних науковців [14,15], де встановлено залежність міцності від орієнтації шарів та параметрів друку.

Застосування FDM-технології для виготовлення сегментів шнека забезпечує достатній рівень точності, міцності та гнучкості конструкції, що підтверджує доцільність її використання у виробництві модульних шнекових систем.

Висновки. У даному дослідженні запропоновано концепцію сегментного шнека, де

виток та фрагмент валу є єдиним модулем, що дозволяє відмовитися від складних процесів навивки гвинтових заготовок, і доведено, що для машини BFA-MB611 використання полімерних модулів дозволяє знизити рівень бою скляної тари до мінімуму. Шляхом порівняльного аналізу п'яти варіантів з'єднань визначено, що конструкція з трикутними зубцями та осьовим підпружиненням є найбільш збалансованою за критеріями простоти виготовлення та надійності захисту від заклинювання. Розрахунково обґрунтовано, що для шнека діаметром 70 мм при крутному моменті до 8 Н·м використання Nylon (PA6/PA12) забезпечує необхідну міцність при зусиллі спрацювання запобіжної муфти близько 95-100 кг. Встановлено, що адитивні технології дозволяють інтегрувати в конструкцію шнека систему автоматичного аварійного відключення через кінцеві вимикачі, що підвищує безпеку експлуатації.

**Список літератури надано DOI для статей и полные данные
Например**

- Laukenmann, M.A.; Sawodny, O. Model-Based control of a clutch actuator used in hybrid dual-clutch transmissions. *Mechatronics* 2021, 77, Volume 237, Issue 9, <https://doi.org/10.1177/09596518231167921>.
- Roberts A. W. Bulk solids handling: recent developments in screw conveyors. *Powder Technology*, 2019.
- Kretzschmar N., et al. Design and performance analysis of screw feeders for bulk materials. *Advanced Powder Technology*, 2021.
- Owen P. J., Cleary P. W. Prediction of screw conveyor performance using the discrete element method (DEM). *Powder Technology*, 2018.
- Li H., McCarthy J. J. Numerical simulation of granular flow in screw conveyors. *Chemical Engineering Science*, 2020.
- Gebresenbet G., et al. Performance evaluation of screw conveyors in agricultural applications. *Biosystems Engineering*, 2019.
- Обладнання підприємств переробної та харчової промисловості: підручник / Мирончук В. Г., Гулий І. С., Пушанко М. М. [та ін.] ; за ред. В. Г. Мирончука. – Вінниця: Нова книга, 2007. – 648 с.
- Гевко Р.Б., Гевко М.Р., Павлов К.В., Ю Павлова О.М. Секційні гвинтові конвеєри для транспортування сипких сільськогосподарських матеріалів : монографія. Луцьк : ФОП Мажула Ю.М., 2023.
- Пружно-запобіжні муфти: конструкції, розрахунок, дослідження / Гевко Б. М., Луців І. В., Гевко І. Б., Комар Р. В., Дубиняк Т. С. Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2019. 200 с.
- Patel V., et al. Design of torque limiting couplings for overload protection. *Mechanism and Machine Theory*, 2018.
- Zhang Y., et al. Failure analysis of mechanical couplings under overload conditions. *Engineering Failure Analysis*, 2021.
- Рогатинський Р.М. Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів : монографія / Р.М.Рогатинський, І.Б.Гевко, А.С.Дячун. – Тернопіль : Вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя, 2014. – 280 с.
- BFA-MB611: Автоматична машина для наповнення та закупорювання скляних пляшок та алюмінієвих банок із протитиском (до 850 бут/год) Режим доступу: <https://eshop.czechminibreweries.com/uk/product/bfa-mb611/>
- ISO/ASTM 52900:2021. Additive manufacturing General principles – Fundamentals and vocabulary.
- Singh R., et al. Mechanical properties of FDM printed polymer components: A review. *Materials Today: Proceedings*, 2020.
- Torrado A. R., Shemelya C. M. Characterizing the effect of additives on the strength of 3D printed parts. *Additive Manufacturing*, 2019.
- ASTM F2792 / ISO/ASTM 52900 updates on additive manufacturing.

References (transliterated)

- Roberts A. W. Bulk solids handling: recent developments in screw conveyors. *Powder Technology*, 2019.
- Kretzschmar N., et al. Design and performance analysis of screw feeders for bulk materials. *Advanced Powder Technology*, 2021.
- Owen P. J., Cleary P. W. Prediction of screw conveyor performance using the discrete element method (DEM). *Powder Technology*, 2018.
- Li H., McCarthy J. J. Numerical simulation of granular flow in screw conveyors. *Chemical Engineering Science*, 2020.
- Gebresenbet G., et al. Performance evaluation of screw conveyors in agricultural applications. *Biosystems Engineering*, 2019.
- Myronchuk V. H., Hulyi I. S., Pushanko M. M. et al. *Obladnannya pidpriemstv pererobnoi ta kharchovoi promyslovosti: pidruchnyk* [Equipment of processing and food industry enterprises: textbook]. Vinnytsia: Nova Knyha, 2007. 648 p.
- Hevko R. B., Hevko M. R., Pavlov K. V., Pavlova O. M. *Sektsiini hvyntovi konveier y dlia transportuvannia sypkykh silskohospodarskykh materialiv: monohrafiia* [Sectional screw conveyors for transportation of bulk agricultural materials: monograph]. Lutsk: FOP Mazhula Yu. M., 2023.
- Hevko B. M., Lutsiv I. V., Hevko I. B., Komar R. V., Dubyniak T. S. *Pruzhno-zapobizhni mufty: konstruktsii, rozrakhunok, doslidzhennia* [Elastic safety couplings: structures, calculation, research]. Ternopil: FOP Paliantsia V. A., 2019. 200 p.
- Patel V., et al. Design of torque limiting couplings for overload protection. *Mechanism and Machine Theory*, 2018.
- Zhang Y., et al. Failure analysis of mechanical couplings under overload conditions. *Engineering Failure Analysis*, 2021.
- Rohatynskiy R. M., Hevko I. B., Diachun A. Ye. *Naukovo-prykladni osnovy stvorennia hvyntovykh transportno-tekhnolohichnykh mekhanizmiv: monohrafiia* [Scientific and applied foundations for the creation of screw transport-technological mechanisms: monograph]. Ternopil: Publishing House of Ternopil Ivan Puluj National Technical University, 2014. 280 p.
- BFA-MB611: Avtomatychna mashyna dlia napovnenia ta zakuporiuvannia sklyanykh pliashok ta aliuminiievkykh banok iz protytyskom (do 850 but/hod) [Automatic machine for filling and capping glass bottles and aluminum cans with counterpressure (up to 850 bottles/hour)]. Available at: <https://eshop.czechminibreweries.com/uk/product/bfa-mb611/>
- ISO/ASTM 52900:2021. Additive manufacturing — General principles — Fundamentals and vocabulary.
- Singh R., et al. Mechanical properties of FDM printed polymer components: A review. *Materials Today: Proceedings*, 2020.
- Torrado A. R., Shemelya C. M. Characterizing the effect of additives on the strength of 3D printed parts. *Additive Manufacturing*, 2019.
- ASTM F2792 / ISO/ASTM 52900 updates on additive manufacturing.

Надійшла (received) 27.04.2026

Стаття прийнята до друку 20.05.2026

Опублікована 29.05.2026

Відомості про авторів / About the Authors

Бобков Антон Дмитрович / Bobkov Anton – аспірант кафедри автомобілів, Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя, м.Тернопіль, [Україна](#); e-mail: bobkovanton020300@gmail.com; <https://orcid.org/0009-0003-8899-7721>

С. С. ГАВРИЛЕНКО

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ УДАРНОГО ВІДГУКУ БАЛКОВОЇ МОДЕЛІ СЕРЕДНЬОГО КОЛОСНИКА ГРОХОТА-ПЕРЕВАНТАЖУВАЧА

У статті експериментально досліджено ударний відгук балкової моделі середнього колосника грохота-перевантажувача та встановлено вплив енергії удару, податливості опорної системи і шару піщаної присипки на параметри початкового перехідного процесу. Для фізичного моделювання використано дві масштабно узгоджені балкові моделі за схемою «колосник - дві опори». Ударне навантаження створювали вільним падінням вантажів масою 50 і 250 г з фіксованих висот. Реєстрацію сигналу виконували п'єзоелектричним акселерометром КД-35 через вимірювальний комплекс Robotron 00032 з подальшою цифровою обробкою осцилограм. Основним критерієм оцінювання прийнято розмах першого ударного імпульсу S_{p-p} , який характеризує повну зміну відносного сигналу між максимальним додатним і максимальним від'ємним піками початкової реакції та є зручним для порівняння різних режимів при однакових налаштуваннях вимірювального тракту. У результаті показано, що зі збільшенням нормованої енергії удару загалом зростає нормований розмах першого імпульсу. Для всіх розглянутих режимів пружно оперта балка має менший розмах ударного імпульсу, ніж статична, що підтверджує демпфувальний вплив податливої опорної системи. Досліди з піщаною присипкою показали, що шар 0,5 см забезпечує найбільш стабільне зниження розмаху першого імпульсу: 95,4 %, 84,3 % і 80,9 % відповідно для висот падіння 12, 24 і 50 см. Додатково встановлено, що для тоншого шару 0,25 см демпфувальна дія помітно зменшується за найбільшої енергії удару, що свідчить про залежність контактної взаємодії від товщини проміжного шару. Із точки зору новизни уточнено експериментальний підхід до оцінювання нестационарного ударного відгуку середнього колосника через критерій розмаху першого імпульсу та нормовану енергію удару; показано, що контакт-податливий шар істотно змінює не лише рівень пікової реакції, а й характер її затухання. Із точки зору практичної значимості отримані результати можуть бути використані для верифікації математичної моделі ударного навантаження, вибору параметрів пружних опор і врахування проміжного шару матеріалу в розрахунках грохотів-перевантажувачів.

Ключові слова: грохот-перевантажувач, середній колосник, ударне навантаження, балкова модель, пружні опори, піщана присипка, ударно-затухаючий процес

S. HAVRYLENKO

EXPERIMENTAL STUDY OF THE IMPACT RESPONSE OF A BEAM MODEL OF THE MIDDLE GRATE BAR OF AN OVERLOADING SCREEN

The study experimentally investigates the impact response of a beam model of the middle grate bar of an overloading screen and to determine the influence of impact energy, support compliance, and a sand interlayer on the parameters of the initial transient process. Two scale-consistent beam models based on the “grate bar – two supports” configuration were used for physical modelling. Impact loading was produced by free fall of 50 g and 250 g bodies from fixed heights. The signal was recorded using a KD-35 piezoelectric accelerometer and a Robotron 00032 measuring system, followed by digital processing of oscillograms. The peak-to-peak amplitude of the first impact pulse was adopted as the main evaluation criterion, as it characterizes the full variation of the relative signal between the maximum positive and maximum negative peaks of the initial response and is convenient for comparing different regimes under identical measurement-system settings. It is shown that the normalized range of the first pulse generally increases with the normalized impact energy. In all studied regimes, the elastically supported beam has a smaller impact-pulse range than the statically supported beam, which confirms the damping effect of the compliant support system. Tests with a sand interlayer showed that the 0.5 cm layer provides the most stable reduction in the first-pulse range: 95.4 %, 84.3 %, and 80.9 % for drop heights of 12, 24, and 50 cm, respectively. It was additionally found that for the thinner 0.25 cm layer, the damping effect decreases noticeably at the highest impact energy, indicating that the contact interaction depends on the thickness of the intermediate layer. An experimental approach to evaluating the non-stationary impact response of the middle grate bar is refined using the first-pulse peak-to-peak range and normalized impact energy; it is shown that a contact-compliant layer substantially changes not only the level of the peak response but also the character of its decay. The obtained results can be used to verify the mathematical model of impact loading, select elastic-support parameters, and account for an intermediate material layer in calculations of overloading screens.

Keywords: overloading screen, middle grate bar, impact loading, beam model, elastic supports, sand interlayer, impact-decaying process

Вступ. У врівноважених колосникових грохотах-перевантажувачах середній колосник є одним із найбільш навантажених елементів системи, оскільки саме на нього значною мірою передаються короточасні ударні дії від падіння кускового матеріалу. У спрощених розрахункових схемах такий вплив зазвичай подають як імпульсний або короточасний удар, однак для перевірки адекватності таких припущень

необхідна експериментальна верифікація на фізичних моделях.

Особливо важливим є встановлення ролі податливості опорної системи та можливого впливу проміжного шару дрібної фракції, який у реальних умовах може формуватися на колосниках і змінювати параметри контактної вза-

© С. С. Гавриленко, 2026

сморді. Такий шар може не лише зменшувати пікові значення сигналу, а й змінювати форму першої ударної реакції, тривалість контакту та характер подальшого затухання.

Аналіз попередніх досліджень. Аналітичні засади дослідження динаміки врівноваженого грохота-перевантажувача з ексцентриковим приводом, включаючи побудову розрахункової схеми, математичної моделі та аналіз амплітудно-частотної характеристики, наведено в [1].

Побудова фізичних моделей динамічних систем традиційно ґрунтується на положеннях теорії подібності та аналізу розмірностей, що дозволяє узгодити масово-жорсткісні параметри моделі й натурного об'єкта [2, 3]. Сучасні дослідження в галузі вібраційних сит і грохотів здебільшого зосереджені на аналітичному або числовому аналізі напружено-деформованого стану елементів конструкції, локальній вібрації ситового полотна та моделюванні взаємодії «частинка – робочий орган» методами DEM, FEM і MBD.

Зокрема, у роботі Krot та ін. показано, що для вібраційних грохотів суттєвим чинником є стохастичні удари від падаючих кусків матеріалу, які впливають на динамічну поведінку системи та стан з'єднань [4]. Long та ін. запропонували динамічну модель для оцінювання напружень у балковій структурі лінійного грохота, підкресливши необхідність врахування динамічних навантажень при проектуванні таких елементів [5]. Zhang та ін. на основі DEM–FEM співмоделювання показали, що параметри грохочення істотно впливають на локальну вібрацію ситового полотна, а характер частинкового навантаження визначає розподіл динамічних реакцій [6]. Xu та ін. використали зв'язану DEM–FEM–MBD модель для оптимізації процесу грохочення та підтвердили, що динаміка екрануючих елементів тісно пов'язана з параметрами робочого процесу й структурними характеристиками системи [7]. Крім того, у роботі Lin та ін. показано, що зміна жорсткості пружних елементів і завантаження матеріалом можуть істотно впливати на амплітуду вібраційного грохота, а використання додаткових пружних елементів дає змогу зменшити чутливість системи до таких змін [8].

Окремий інтерес становлять дослідження контактної-податливих і гранульованих демпфувальних середовищ. У оглядовій роботі Badji та ін. зазначено, що гранульовані матеріали можуть забезпечувати суттєве додаткове розсіювання енергії удару та вібрації [9]. Avdić та ін. експериментально показали, що гранульовані демпфувальні елементи в окремих діапазонах частот мають значно вищу ефективність, ніж традиційні гумові елементи [10]. Li та ін. для систем із піщаною подушкою при ударному навантаженні відзначили, що зі збільшенням товщини піщаного шару пікові ударні зусилля зменшуються, тоді як тривалість контакту зростає [11]. Близькі за фізичною природою результати

отримано у роботі Naito та ін., де показано, що характер ударної взаємодії з гранульованою подушкою залежить від швидкості навантаження, а форма імпульсу та передана ударна сила визначаються не тільки максимальним зусиллям, але й тривалістю контакту [12].

Разом із тим для задачі середнього колосника грохота-перевантажувача бракує саме експериментальних досліджень на простих балкових аналогах, які б поєднували:

- а) перевірку спрощеної імпульсної моделі;
- б) порівняння статичної та пружно опертої балки;
- в) оцінювання впливу локального шару дрібної фракції на пікові та енергетичні характеристики відгуку.

Незважаючи на наявність розвинених числових моделей вібраційних грохотів і методів аналізу ударних навантажень, недостатньо дослідженим залишається експериментальний відгук спрощеної балкової моделі середнього колосника за різних умов опирання та за наявності контактної-податливого шару дрібної фракції.

Метою статті є експериментальне дослідження ударного відгуку балкової моделі середнього колосника грохота-перевантажувача та встановлення впливу маси ударного тіла, висоти падіння, податливості опор і шару піщаної присипки на параметри ударно-затухаючого коливального процесу та узагальнені характеристики сигналу.

Основна частина (Результати). Матеріали та методика дослідження. Для фізичного моделювання використано дві масштабні узгоджені балкові моделі, які відтворюють схему «колосник – дві опори». Підбір параметрів моделей здійснювали за співвідношеннями масштабування маси та жорсткості:

$$\frac{m_m}{m_n} = \lambda^3, \quad \frac{c_m}{c_n} = \lambda^2.$$

де $\lambda = \frac{l_m}{l_n}$ – геометричний масштаб моделі;

m_m і m_n маса моделі та натурного середнього колосника відповідно;

c_m і c_n відповідні жорсткості опорної системи моделі та натурного об'єкта.

Інтенсивність ударної взаємодії оцінювали через енергію та швидкість перед ударом:

$$E = mgh, \quad v = \sqrt{2gh}.$$

Для порівняння режимів із різними масами та висотами падіння введено нормовану енергію удару:

$$e_i = \frac{E_i}{E_{\max}} = \frac{m_i h_i}{m_{\max} h_{\max}}.$$

За базовий режим основної серії прийнято падіння вантажу масою 250 г з висоти 50 см, для

якого $E_{\max} = 1,226$ Дж і $e_i = 1,00$. Модель 1 виконана у вигляді сталевого пустотілого профілю довжиною 364 мм із зовнішніми розмірами поперечного перерізу 20·40 мм і товщиною стінки 2 мм. Відстань між осями опор становила 295 мм, маса балки – 0,55 кг. Модель 2 виконана у вигляді сталевого пустотілого профілю довжиною 566 мм із зовнішніми розмірами 41·41 мм та товщиною стінки 2 мм; відстань між осями опор становила 450 мм, маса балки – 1,85 кг (табл. 1).

Реєстрація коливального процесу здійснювалася за допомогою п'єзоелектричного акселерометра КД-35, сигнал з якого надходив до вимірювального комплексу Robotron 00032 з подальшим цифровим записом у програмному середовищі Sound Forge (рис. 1). Датчик встановлювався на балці жорстким різьбовим кріпленням, а вісь його встановлення була розташована на відстані 125 мм від торця балки. Оцифрування сигналу виконувалося з частотою дискретизації 44,1 кГц, розрядністю 16 біт у моноканальному режимі. Під час дослідів вимірювальний тракт працював у режимі ξ_{10} тобто усі зареєстровані сигнали аналізувалися у відносних одиницях вимірювального каналу, що відповідали відсоткам від повної шкали вихідного сигналу вимірювального тракту. Такий підхід дозволив порівнювати між собою різні режими навантаження за однакових налаштувань вимірювальної системи без переходу до

абсолютних значень переміщення або прискорення. Основну увагу при подальшій обробці приділено початковій фазі ударного відгуку, оскільки саме вона найбільш повно характеризує короточасну взаємодію падаючого тіла з балковою моделлю. Для цього з кожної осцилограми визначали максимальний додатний пік, максимальний від'ємний пік, розмах першого ударного імпульсу та середньоквадратичне значення сигналу на вибраному інтервалі аналізу.

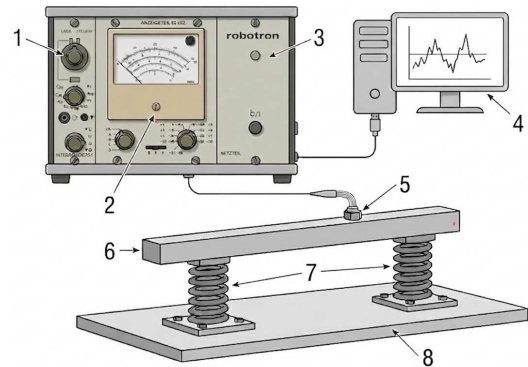


Рисунок 1 – Принципова схема експериментального стенда та вимірювального тракту:

1 – інтегруючий підсилювач 00028; 2 – блок індикації 02022; 3 – блок живлення 04003; 4 – персональний комп'ютер; 5 – акселерометр КД-35; 6 – балкова модель; 7 – пружні опори; 8 – опорна плита стенда

Таблиця 1 – Основні параметри масштабних моделей середнього колосника

Модель	Маса балки, кг	Жорсткість 1 пружини, Н/м	Кількість пружин	Еквівалентна жорсткість, Н/м	Масштаб
Модель 1	0,55	7205	2	14410	~1:12,9
Модель 2	1,85	16230	2	32460	~1:8,6

Ударне навантаження створювали шляхом вільного падіння вантажів масою 50 і 250 г з фіксованих висот. Основний кількісний аналіз для моделі 1 виконано для висот 6, 12, 24 і 50 см. Для пружно опертої балки моделі 1 при масі ударного тіла 250 г додатково проведено окрему серію дослідів за наявності шару піщаної присипки товщиною 0,25 та 0,5 см.

Первинними величинами, які зчитувалися з осцилограм, були максимальне додатне значення відносного сигналу S_{\max} максимальне від'ємне значення S_{\min} , розмах першого ударного імпульсу S_{p-p} та середньоквадратичне значення сигналу S_{RMS} . Розмах першого ударного імпульсу визначали як:

$$S_{p-p} = S_{\max} - S_{\min}.$$

Оскільки мінімальний пік у більшості дослідів має від'ємне значення, цей самий розмах можна подати у вигляді:

$$S_{p-p} = S_{\max} + |S_{\min}|.$$

Величини S_{\max} , S_{\min} , S_{p-p} та S_{RMS} подаються у відсотках від повної шкали вихідного сигналу вимірювального тракту (%FS) при фіксованих налаштуваннях. Ці величини не є абсолютними переміщеннями або прискореннями, тому використовуються як відносні характеристики зареєстрованого сигналу.

Для нормування відгуку балки введено безрозмірний коефіцієнт:

$$P_{p-p,i}^* = \frac{S_{p-p,i}}{S_{p-p,ref}}.$$

У головній порівняльній серії моделі 1 без піщаної присипки прийнято $S_{p-p,ref} = 116,02$ %FS, тобто найбільше середнє значення розмаху першого ударного імпульсу в

сукупності дослідів статичної та пружно опертої балки.

Для прямого зіставлення статичної та пружно опертої балки використано коефіцієнт:

$$K_{p-p} = \frac{S_{p-p,np}}{S_{p-p,cm}}$$

Якщо $K_{p-p} > 1$, більший розмах першого ударного імпульсу має пружно оперта балка; якщо $K_{p-p} < 1$, більший розмах має статична балка.

Для оцінювання демпфувальної дії шару піщаної присипки використано відносний коефіцієнт:

$$q_{p-p} = \frac{S_{p-p,шар}}{S_{p-p,0}}$$

де $S_{p-p,0}$ – розмах першого ударного імпульсу без присипки при тій самій висоті падіння;

$S_{p-p,шар}$ – відповідне значення за наявності шару піщаної присипки.
та коефіцієнт зниження розмаху першого ударного імпульсу:

$$\eta_{p-p} = (1 - q_{p-p}) \cdot 100\%$$

де $S_{p-p,0}$ – розмах першого ударного імпульсу без присипки при тій самій висоті падіння,

$S_{p-p,sand}$ – відповідне значення за наявності шару піщаної присипки.

Результати та обговорення. Порівняння статичної та пружно опертої балки. Для статичної балки зареєстровано відносно регулярний ударно-затухаючий процес, що характеризується коротким початковим піком, наступною протилежною напівхвилею та подальшим затуханням коливань. Для пружно опертої балки перехідний процес є складнішим: податливість опор змінює не лише рівень відгуку, а й форму сигналу, що проявляється в асиметрії напівхвиль, локальному відскоку та повторному контакті в окремих реалізаціях.

Узагальнене порівняння статичної та пружно опертої балки за нормованим розмахом першого ударного імпульсу наведено в табл. 2.

Таблиця 2 – Порівняння статичної та пружно опертої балки моделі 1 за нормованим розмахом першого ударного імпульсу P_{p-p}^*

Маса, г	h , см	e_i	$S_{p-p,cm}$, %FS	$S_{p-p,np}$, %FS	$P_{p-p,cm}^*$	$P_{p-p,np}^*$	K_{p-p}
50	6	0,024	67,35	58,55	0,58	0,50	0,87
50	12	0,048	91,35	87,65	0,79	0,76	0,96
50	24	0,096	100,36	97,62	0,87	0,84	0,97
50	50	0,200	110,82	110,07	0,96	0,95	0,99
250	6	0,120	74,16	70,10	0,64	0,60	0,95
250	12	0,240	98,00	95,32	0,84	0,82	0,97
250	24	0,480	105,40	103,11	0,91	0,89	0,98

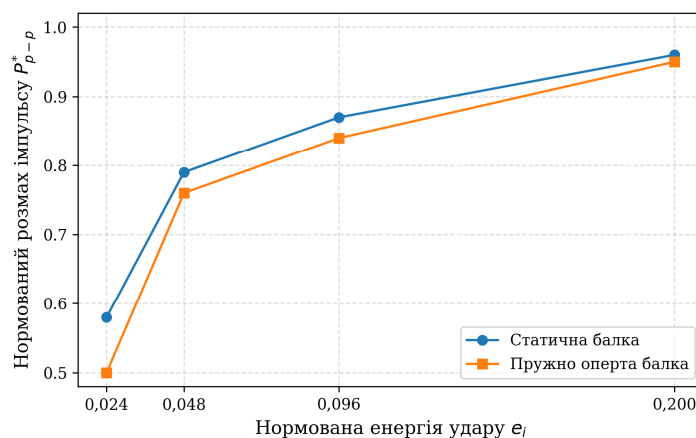


Рисунок 2 - Залежність нормованого розмаху першого ударного імпульсу від нормованої енергії удару e_i для статичної та пружно опертої балки при масі ударного тіла 50 г.

Дані табл. 2 та рис. 2, 3 свідчать, що зі збільшенням нормованої енергії удару e_i для

обох схем опирання загалом зростає нормований розмах першого ударного імпульсу P_{p-p}^* . Це підтверджує фізично очікувану залежність між інтенсивністю ударного навантаження та початковою реакцією балкової моделі. Разом із тим у всіх розглянутих режимах значення K_{p-p} є меншими за 1, що свідчить про зниження розмаху першого імпульсу при переході від статичної схеми до пружно опертої. Такий результат пояснюється тим, що частина енергії удару в пружно опертій системі витрачається не лише на локальну деформацію балки, а й на переміщення та деформування опорної системи. Тому пружне опирання змінює характер початкової ударної взаємодії та сприяє певному пом'якшенню першої

реакції балки.

Для вантажу масою 50 г значення K_{p-p} перебувають у межах 0,87-0,99. Отже, у всіх розглянутих режимах пружно оперта балка має менший нормований розмах першого ударного імпульсу порівняно зі статичною. Найбільше відносне зниження зафіксовано при висоті 6 см, де $K_{p-p} = 0,87$. Для вантажу масою 250 г значення K_{p-p} перебувають у межах 0,95-0,98. Це означає, що пружно оперта балка також має менший розмах першого ударного імпульсу, однак різниця між схемами є менш вираженою, ніж для вантажу 50 г при малій висоті падіння.

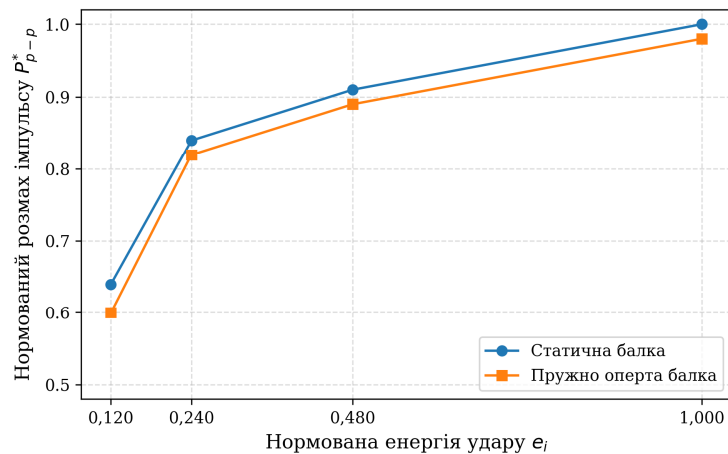


Рисунок 3 - Залежність нормованого розмаху першого ударного імпульсу P_{p-p}^* від нормованої енергії удару e_i для статичної та пружно опертої балки при масі ударного тіла 250 г.

Таким чином, перехід від окремих максимальних або мінімальних значень сигналу до повного розмаху першого імпульсу S_{p-p} дозволив представити результати експерименту у формі, яка безпосередньо характеризує початкову ударну реакцію балки та прямо пов'язана з нормованою енергією удару.

Додаткова верифікаційна серія для моделі 2.

Для другої, більш масивної моделі з жорсткішими опорами проведено додаткову перевірочну серію дослідів при масі ударного тіла 250 г. Для цієї допоміжної серії нормування виконано відносно максимального середнього значення розмаху першого імпульсу, зафіксованого саме для моделі 2: $S_{p-p,ref,2} = 110,90 \%FS$. Результати наведено в табл. 3.

Таблиця 3 – Узагальнені результати для пружно опертої балки моделі 2 при масі ударного тіла 250 г

h см	e_i	$S_{p-p} \pm s_{p-p}$, %FS	P_{p-p}^*	$S_{RMS} \pm S_R$, %FS
6	0,120	97,40±18,58	0,88	14,93±2,23
12	0,240	101,90±29,06	0,92	15,26±4,19
17	0,340	102,10±21,33	0,92	15,76±3,50
23	0,460	102,97±26,26	0,93	15,90±3,38
50	1,000	110,90±5,40	1,00	16,96±0,37

Модель 2 має допоміжний верифікаційний характер. Отримані результати підтверджують, що після удару формується затухаючий перехідний

процес, характерний для досліджуваної балкової системи. Водночас залежність нормованого розмаху імпульсу від e_i дає локальне

розсіювання, що пов'язано з особливостями контакту, точкою прикладання удару та взаємодією балки з опорною системою.

Вплив шару піщаної присипки. Окрему увагу приділено дослідженню впливу піщаної присипки як проміжного контактної-податливого середовища. Такий шар якісно моделює утворення на колосниках локальної підсипки дрібної фракції

матеріалу, яка може формуватися внаслідок руйнування та розсіпання шматка при ударі. Для оцінювання цього ефекту проведено окрему серію дослідів для пружно опертої балки моделі 1 при масі ударного тіла 250 г. Порівнювались режими без присипки та за наявності шару піщаної присипки товщиною 0,25 і 0,5 см (табл. 4).

Таблиця 4 – Узагальнені результати для пружно опертої балки моделі 1 при наявності шару піщаної присипки за критерієм S_{p-p} вантаж 250 г

Товщина шару, см	h см	e_i	$S_{p-p} \pm s_{p-p}$, FS	q_{p-p}	η_{p-p} , %
без присипки	12	0,24	95,32±8,79	1,00	0,0
без присипки	24	0,48	103,11±7,81	1,00	0,0
без присипки	50	1,00	113,12±5,54	1,00	0,0
0,25	12	0,24	16,06±4,59	0,17	83,1
0,25	24	0,48	20,83±6,54	0,20	79,8
0,25	50	1,00	78,94±25,77	0,70	30,2
0,5	12	0,24	4,36±2,40	0,05	95,4
0,5	24	0,48	16,22±6,78	0,16	84,3
0,5	50	1,00	21,64±8,97	0,19	80,9

Аналіз табл. 4 показує, що наявність шару піщаної присипки істотно впливає на розмах першого ударного імпульсу. При товщині шару 0,25 см коефіцієнт зниження η_{p-p} становить 83,1 % при $e_i = 0,24$, 79,8 % при $e_i = 0,48$ і 30,2 % при $e_i = 1,00$. Отже, для малих і середніх енергій удару шар 0,25 см забезпечує виражене зниження імпульсного відгуку, однак при найбільшому навантаженні його демпфувальна дія зменшується.

Більш стабільний демпфувальний ефект отримано для шару піщаної присипки товщиною 0,5 см. Для цього шару коефіцієнт η_{p-p} становить 95,4 % при $e_i = 0,24$, 84,3 % при $e_i = 0,48$ і 80,9 % при $e_i = 1,00$. Це свідчить про те, що збільшення товщини контактної-податливого шару підвищує здатність системи знижувати інтенсивність першого ударного імпульсу (рис. 4).

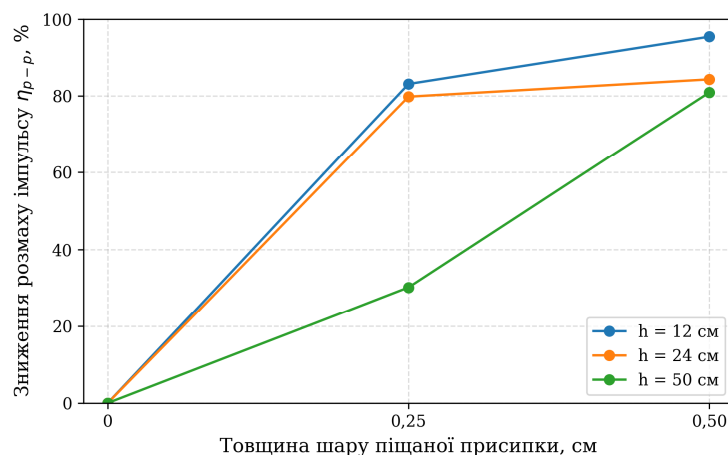


Рисунок 4 – Вплив товщини шару піщаної присипки на коефіцієнт зниження розмаху першого ударного імпульсу η_{p-p} .

Окремо слід зазначити, що для шару 0,25 см при висоті падіння 50 см спостерігається значне

стандартне відхилення $s_{p-p} = 25,77$ %FS. Це пояснюється нерівномірністю контактної

взаємодії вантажу з шаром сипкого матеріалу: окремі удари можуть відбуватися через більш ущільнену або більш розпушену ділянку шару, що спричиняє помітний розкид значень S_{p-p} (рис. 5).

Накладене порівняння осцилограм якісно показує зменшення пікових відхилень, пом'якшення початкової фази контакту та зміну

тривалості затухання за наявності проміжного шару сипкого матеріалу. Водночас коефіцієнт η_{p-p} не повністю описує зміну форми самого перехідного процесу, тому кількісний аналіз доцільно доповнювати візуальним зіставленням характерних реалізацій сигналу.

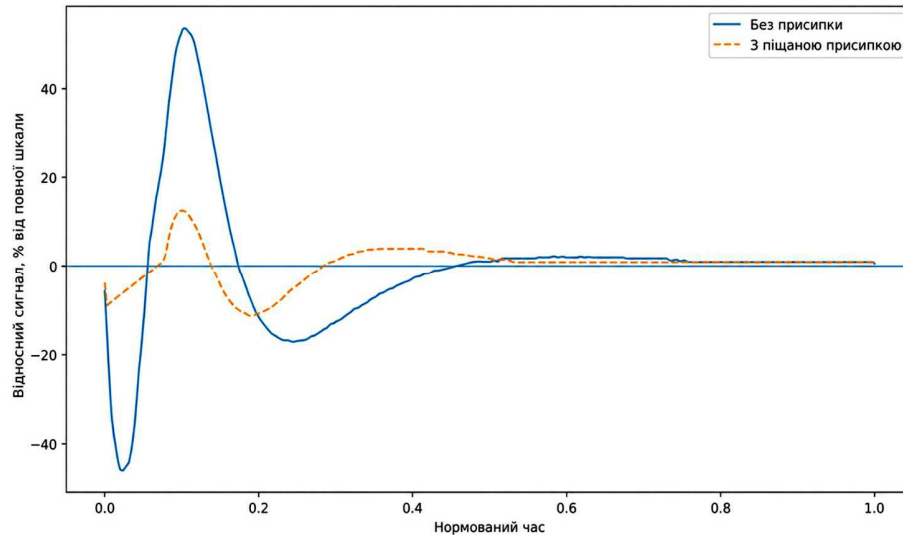


Рисунок 5 – Накладене порівняння осцилограм без присипки та за наявності піщаної присипки

Зіставлення результатів із теоретичною моделлю. Побудована в попередніх дослідженнях математична модель описує середній колосник як елемент зосередженої маси на лінійно-пружних опорах, для якого ударне навантаження в першому наближенні розглядається як короткочасний імпульсний вплив. Експериментальні серії підтвердили, що після удару балкова модель формує ударно-затухаючий перехідний процес, тобто саме ту загальну структуру руху, яку передбачає розрахункова схема.

Використання нормованої енергії удару e_i показало, що зі збільшенням інтенсивності ударного навантаження загалом зростає нормований розмах першого ударного імпульсу P_{p-p}^* . Водночас ця залежність не є строго лінійною, що пояснюється локальними особливостями контакту, розсіюванням точки удару, частковим відскоком та взаємодією балки з опорною системою.

Порівняльний аналіз статичної та пружно опертої балки за критерієм K_{p-p} показав, що податливість опор істотно впливає на розмах першого ударного імпульсу та форму перехідного процесу. Досліди з піщаною присипкою показали, що контакт-податливий шар може істотно змінювати початковий ударний відгук системи. Це вказує на доцільність подальшого уточнення математичної моделі з урахуванням контактної податливості проміжного шару матеріалу.

Висновки.

1. Розроблено та реалізовано

експериментальний стенд для фізичного моделювання нестационарного ударного режиму роботи середнього колосника грохота-перевантажувача на двох масштабно узгоджених балкових моделях.

2. Для аналізу початкового ударного відгуку як основний критерій прийнято розмах першого ударного імпульсу S_{p-p} , який визначається як різниця між максимальним додатним і максимальним від'ємним піками осцилограми. На відміну від окремих значень S_{\max} або S_{\min} , цей показник враховує повну зміну сигналу в початковій фазі ударної взаємодії.

3. Для усунення неоднозначності, пов'язаної з вимірюванням сигналу у відсотках шкали вимірювального тракту, введено нормовану енергію удару e_i та безрозмірні коефіцієнти відгуку P_{p-p}^* , K_{p-p} , q_{p-p} і η_{p-p} .

4. Встановлено, що ударний відгук балкових моделей має виражений нестационарний ударно-затухаючий характер, який змінюється залежно від нормованої енергії удару, маси вантажу та схеми опирання балки.

5. Порівняльний аналіз за коефіцієнтом K_{p-p} показав, що для всіх досліджених режимів $K_{p-p} < 1$, тобто пружно оперта балка має менший розмах першого ударного імпульсу порівняно зі статичною. Найбільше зниження зафіксовано для вантажу 50 г при висоті 6 см, де $K_{p-p} = 0,87$.

6. Досліди з піщаною присипкою показали, що шари 0,25 і 0,5 см зменшують розмах першого

ударного імпульсу S_{p-p} та пом'якшують початкову фазу контакту. Найбільш стабільний ефект отримано для шару 0,5 см, для якого коефіцієнт зниження η_{p-p} становить 95,4 % при $e_i = 0,24, 84,3$ % при $e_i = 0,48$ і 80,9 % при $e_i = 1,00$.

7. Отримані результати підтверджують коректність спрощеної математичної моделі на якісному рівні, оскільки експериментально відтворено ударно-затухаючий характер перехідного процесу та загальну залежність розмаху імпульсу від енергії удару. Разом з тим експеримент окреслює режими, для яких у подальшому доцільно враховувати складнішу контактну взаємодію, часткову пружність удару, повторний контакт і наявність проміжного шару матеріалу.

Список літератури/ References (transliterated)

1. Franchuk, V. P., Antsiferov, O. V., & Havrylenko, S. S. (2025). Dynamics of a balanced screen-loader with an eccentric drive. *Collection of Research Papers of the National Mining University*, 80, 177–189. <https://doi.org/10.33271/crpnmu/80.177>
2. Casaburo, A., Petrone, G., Franco, F., & De Rosa, S. (2019). A review of similitude methods for structural engineering. *Applied Mechanics Reviews*, 71(3), 030802. <https://doi.org/10.1115/1.4043787>
3. Mazzariol, L. M., & Alves, M. (2019). Similarity laws of structures under impact load: Geometric and material distortion. *International Journal of Mechanical Sciences*, 157–158, 633–647. <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2019.05.011>
4. Krot, P., Shiri, H., Dąbek, P., & Zimroz, R. (2023). Diagnostics of bolted joints in vibrating screens based on a multi-body dynamical model. *Materials*, 16(17), 5794. <https://doi.org/10.3390/ma16175794>
5. Long, H., Huang, C.-Z., & Li, D.-C. (2024). Dynamic analysis of beam structure of linear vibrating screen. *AIP Advances*, 14(1), 015101. <https://doi.org/10.1063/5.0182353>
6. Zhang, H., Zheng, X., & Jing, W. (2024). Numerical investigation on dynamic response of the screen mesh in vibrating screening through DEM-FEM co-simulation. *Particuology*, 87, 205–217. <https://doi.org/10.1016/j.partic.2023.08.013>
7. Xu, N., Wang, X., Lin, D., & Zuo, W. (2024). Numerical simulation and optimization of screening process for vibrating flip-flow screen based on discrete element method–finite element method–multi-body dynamics coupling method. *Minerals*, 14(3), 278. <https://doi.org/10.3390/min14030278>
8. Lin, D., Wang, X., Xu, N., Zuo, W., & Liang, Z. (2024). A Method for Stabilizing the Vibration Amplitude of a Flip-Flow Vibrating Screen Using Piecewise Linear Springs. *Minerals*, 14(4), 406. <https://doi.org/10.3390/min14040406>
9. Badri, Y., Dodd, G., Cater, J., Hall, A., Schmid, G., Emms, G., & Calius, E. (2024). Review of granular material damping and sound absorption for possible application in the sound insulation of lightweight floors. *Journal of Building Engineering*, 97, 110881. <https://doi.org/10.1016/j.jobe.2024.110881>
10. Avdić, S., Nagode, M., Klemenc, J., & Oman, S. (2024). Experimental evaluation of a granular damping element. *Polymers*, 16(10), 1440. <https://doi.org/10.3390/polym16101440>
11. Li, R. W., Meng, S. B., Chen, Y., Wu, H., & Zhou, Y. D. (2025). Influence of sand cushion on rockfall-impact resistance of RC sheds. *Engineering Structures*, 331, 119992. <https://doi.org/10.1016/j.engstruct.2025.119992>
12. Naito, N., Maeda, K., Konno, H., Ushiwatari, Y., Suzuki, K., & Kawase, R. (2023). Loading rate dependence of granular cushion under rockfall impact and proposal of an analytical model for impact force estimation. *Acta Geotechnica*, 18, 1463–1477. <https://doi.org/10.1007/s11440-022-01641-2>

Надійшла (received) 27.04.2026

Стаття прийнята до друку 20.05.2026

Опублікована 29.05.2026

Відомості про авторів / About the Authors

Гавриленко Станіслав Сергійович / Havrylenko Stanislav – аспірант кафедри інжинірингу та дизайну в машинобудуванні Національного технічного університету «Дніпровська політехніка», м. Дніпро, Україна; тел.: 0951282800; e-mail: Havrylenko.St.S@nmu.one

В. І. ГНІТЬКО

НЕОСЕСИМЕТРИЧНИЙ ТЕРМОПРУЖНОПЛАСТИЧНИЙ СТАН РОЗГАЛУЖЕНИХ ОБОЛОНОК ОБЕРТАННЯ: НАПІВНАЛІТИЧНИЙ МЕТОД СКІНЧЕННИХ ЕЛЕМЕНТІВ

Розглянуто методику розрахунку неосесиметричного термопружнопластичного напружено-деформованого стану оболонок обертання з розгалуженим меридіаном, використовуючи напіваналітичний метод скінченних елементів та гіпотези Кірхгофа-Лява. Задачу розв'язано в квазістатичній незв'язаній постановці з використанням геометрично лінійної теорії оболонок. Розглянуто такі процеси неізотермічного навантаження, коли деформації повзучості малі і ними можна знехтувати порівняно з миттєвими деформаціями. Механічні характеристики матеріалів залежать від температури. Передбачено, що в процесі деформування оболонка не втрачає стійкості. Розроблений підхід базується на варіаційному рівнянні рівноваги, сформульованому для оболонок обертання, з урахуванням можливого розгалуження меридіана. Для розв'язання фізично нелінійної задачі термопружнопластичності використовується метод пружних розв'язків (також відомий як метод змінних параметрів пружності). Метод пружних розв'язків (метод змінних параметрів пружності) використовується для розв'язання фізично нелінійної термопружнопластичної задачі шляхом ітеративного зведення її до послідовності лінійних пружних задач з оновленими модулями січних та коефіцієнтами Пуассона в кожній точці оболонки, враховуючи поточну температуру та накопичені пластичні деформації. Запропонований алгоритм ефективно враховує складну геометрію оболонки (включаючи меридіанне розгалуження), неосесиметричний характер навантаження, температурну залежність властивостей матеріалу та розвиток зон пластичної деформації. Для перевірки розробленої методології та її програмної реалізації аналізується пружнопластичний напружений стан конічної оболонки лінійно змінної товщини, що піддається внутрішньому тиску. Отримані результати порівнюються з відомими аналітичними та числовими розв'язками для окремих випадків: постійної товщини та осесиметричного навантаження. Продемонстровано високу точність та добру збіжність методу навіть при відносно невеликій кількості скінченних елементів уздовж меридіана.

Ключові слова: оболонки обертання; розгалужений меридіан, неосесиметричний напружено-деформований стан; термопружнопластичність; напіваналітичний метод скінченних елементів

V. I. GNITKO

NON-AXISYMMETRIC THERMOELASTOPLASTIC STATE OF BRANCHED SHELLS OF REVOLUTION: A SEMI-ANALYTICAL FINITE ELEMENT METHOD

A methodology for the analysis of the non-axisymmetric thermoelastoplastic stress-strain state of shells of revolution with a branched meridian is presented. The problem is solved using the semi-analytical finite element method in combination with the Kirchhoff-Love hypotheses. The solution is obtained in a quasi-static uncoupled formulation within the framework of geometrically linear shell theory. Non-isothermal loading processes are considered, in which creep strains are small and can be neglected compared to instantaneous elastoplastic strains. The mechanical properties of the materials are assumed to be temperature-dependent. It is accepted that the shell does not lose stability during the deformation process. The developed approach is based on the variational equilibrium equation formulated for shells of revolution, taking into account possible branching of the meridian. To solve the physically nonlinear problem of thermoelastoplasticity, the method of elastic solutions (also known as the method of variable elasticity parameters) is employed. The method of elastic solutions (variable elasticity parameters method) is employed to solve the physically nonlinear thermoelastoplastic problem by iteratively reducing it to a sequence of linear elastic problems with updated secant moduli and Poisson's ratios at each point of the shell, accounting for the current temperature and accumulated plastic strains. The proposed algorithm effectively accounts for the complex geometry of the shell (including meridian branching), the non-axisymmetric nature of loading, the temperature dependence of material properties, and the development of plastic deformation zones. To verify the developed methodology and its software implementation, the elastoplastic stress state of a conical shell of linearly variable thickness subjected to internal pressure is analysed. The obtained results are compared with known analytical and numerical solutions for particular cases: constant thickness and axisymmetric loading. High accuracy and good convergence of the method are demonstrated even with a relatively small number of finite elements along the meridian. The study reveals a significant influence of thickness variation and temperature field on the distribution of equivalent stresses and plastic strains, particularly on displacements and the degree of plasticization in stress concentration zones. The proposed methodology can be effectively applied for the strength analysis of complex shell structures in power engineering, chemical engineering, transport, and aerospace industries under combined mechanical and thermal loading. The proposed algorithm effectively accounts for the complex geometry of the shell, including meridian branching, the non-axisymmetric nature of loading, the temperature dependence of material properties, and the development of plastic deformation zones.

Keywords: shells of revolution; branched meridian; non-axisymmetric stress-strain state; thermoelastoplasticity; semi-analytical finite element method

Вступ. Огляд сучасного стану питання. Сучасні дослідження термопружнопластичної поведінки оболонок обертання зі складним або розгалуженим меридіаном розвиваються у напрямі побудови нелінійних мультифізичних моделей, які враховують геометричну складність, температурні поля та пластичне деформування матеріалу. Знач-

на частина робіт присвячена уточненим теоріям оболонок (Reissner-Mindlin, FSĐT, HOSĐT) у поєднанні з методами скінченних елементів та ізогометричного аналізу, що дозволяє ефективно описувати термонапружений стан у складних геометр-

© В. І. Гнітько, 2026

ріях [1]. У сучасних моделях особлива увага приділяється впливу форми меридіана на розподіл напружень і розвиток локальних зон пластичності, оскільки варіації геометрії суттєво змінюють стійкість та характер термомеханічної відповіді оболонки [2]. Для багат шарових та функціонально-градієнтних конструкцій активно застосовуються термопружні та термопластичні постановки з урахуванням залежності матеріальних характеристик від температури, що дозволяє описувати реальні умови експлуатації в енергетичних та аерокосмічних системах [3]. Окремий напрям становлять асимптотичні та tolerance-моделі, які враховують мікроструктурну неоднорідність і масштабні ефекти, що є важливим для тонкостінних оболонок з періодичною або складною будовою [4]. Такі підходи поєднуються з варіаційними принципами та нелінійною термопружністю, що забезпечує побудову замкнених систем рівнянь для зв'язаних задач теплообміну і деформування [5]. Загальною тенденцією є перехід від аналітичних рішень до гібридних чисельно-аналітичних підходів, які інтегрують методи граничних [6] та скінченних елементів [7], ізогеометричний аналіз та багаторівневі теорії оболонок для підвищення точності прогнозування термопружно-пластичної поведінки складних оболонкових систем [8]. Це дозволяє враховувати як геометричну нелінійність, так і пластичність при складних термічних навантаженнях, що є ключовим для сучасних інженерних застосувань [9].

Основні рівняння. Положення точки серединної поверхні оболонки визначимо криволінійною ортогональною системою координат s, φ , де s – довжина дуги меридіана; φ – центральний кут у паралельному колі. Відстань довільної точки оболонки від серединної поверхні ζ відлічується по нормалі до цієї поверхні. Поряд із криволінійною системою координат s, φ, ζ введемо систему циліндричних координат r, z, φ .

Компоненти переміщення довільної точки оболонки пов'язані з компонентами переміщень u, v, w серединної поверхні співвідношеннями

$$\begin{aligned} u_{\zeta} &= u(s, \varphi) + \zeta \theta_s(s, \varphi), \\ v_{\zeta} &= v(s, \varphi) + \zeta \theta_{\varphi}(s, \varphi), \quad w_{\zeta} = w(s, \varphi), \end{aligned} \quad (1)$$

де $\theta_s, \theta_{\varphi}$ – кути повороту нормалі до серединної поверхні.

Меридіональні та нормальні компоненти переміщень виражаються через радіальні та осьові складові переміщень таким чином:

$$\begin{aligned} u &= -u_z \sin \alpha + u_r \cos \alpha, \\ w &= u_z \cos \alpha + u_r \sin \alpha, \end{aligned} \quad (2)$$

де α – кут між додатним напрямком z і нормаллю до меридіана.

Для тонких оболонок візьмемо таку залежність між компонентами деформації довільної точки оболонки з деформаціями середньої поверхні

$$\begin{aligned} \varepsilon_{ss} &= \varepsilon_s + \zeta \kappa_s, \quad \varepsilon_{\varphi\varphi} = \varepsilon_{\varphi} + \zeta \kappa_{\varphi}, \\ \varepsilon_{s\varphi} &= \varepsilon_{s\varphi} + \zeta \kappa_{s\varphi}. \end{aligned} \quad (3)$$

Тут і далі індекс ζ у позначеннях для компонент деформації довільної точки оболонки опущено.

Деформації серединної поверхні пов'язані з переміщеннями з урахуванням співвідношень (2) [9,10]

$$\begin{aligned} \varepsilon_s &= \frac{\partial u_z}{\partial s} \sin \alpha + \frac{\partial u_r}{\partial s} \cos \alpha, \quad \varepsilon_{\varphi} = -\frac{1}{r} \frac{\partial u_{\varphi}}{\partial \varphi} + \frac{u_r}{r}, \\ \varepsilon_{s\varphi} &= \frac{\partial u_{\varphi}}{\partial s} - \frac{u_{\varphi} \cos \alpha}{r} + \frac{1}{r} \left(-\frac{\partial u_z}{\partial \varphi} \sin \alpha + \frac{\partial u_r}{\partial \varphi} \cos \alpha \right) \\ \kappa_s &= \frac{\partial^2 u_z}{\partial s^2} \cos \alpha - \frac{\partial^2 u_r}{\partial s^2} \sin \alpha + \frac{\varepsilon_s}{R_s} \\ \kappa_{\varphi} &= -\frac{\cos \alpha}{r} \left(\frac{\partial u_z}{\partial s} \cos \alpha + \frac{\partial u_r}{\partial s} \sin \alpha \right) - \\ &\quad - \frac{1}{r^2} \left(\frac{\partial^2 u_z}{\partial \varphi^2} \cos \alpha - \frac{\partial^2 u_r}{\partial \varphi^2} \sin \alpha - \frac{\partial u_{\varphi}}{\partial \varphi} \sin \alpha \right); \\ \kappa_{s\varphi} &= -\frac{\partial^2 u_z}{\partial \varphi \partial s} \frac{2 \cos \alpha}{r} - \frac{\partial^2 u_r}{\partial \varphi \partial s} \frac{2 \sin \alpha}{r} + \\ &\quad + \frac{\partial u_z}{\partial \varphi} \left(\frac{\cos \alpha}{r} \right)^2 + \frac{\partial u_r}{\partial \varphi} \frac{\cos \alpha \sin \alpha}{r^2} + \\ &\quad + \frac{\partial u_{\varphi}}{\partial s} \left(\frac{\sin \alpha}{r} + \frac{1}{r^2} \right) - u_{\varphi} \frac{\sin \alpha \cos \alpha}{r^2}, \\ \theta_s &= \frac{\partial u_z}{\partial s} \cos \alpha + \frac{\partial u_r}{\partial s} \sin \alpha, \\ \theta_{\varphi} &= \frac{1}{r} \left(\frac{\partial u_z}{\partial s} \cos \alpha + \frac{\partial u_r}{\partial s} \sin \alpha \right) - u_{\varphi} \frac{\sin \varphi}{r}. \end{aligned} \quad (4)$$

Введемо вектори деформацій та переміщень серединної поверхні

$$\begin{aligned} (\varepsilon)^T &= (\varepsilon_s, \varepsilon_{\varphi}, \varepsilon_{s\varphi}), \quad (\kappa)^T = (\kappa_s, \kappa_{\varphi}, \kappa_{s\varphi}), \\ (u)^T &= (u_z, u_r, u_{\varphi}). \end{aligned} \quad (5)$$

Геометричні співвідношення при цьому набувають такого вигляду

$$(\varepsilon) = (D_{\varepsilon})(u), \quad (\kappa) = (D_{\kappa})(u), \quad (6)$$

де вирази для матриць диференціювання (D_{ε}) і (D_{κ}) впливають безпосередньо зі скалярних співвідношень (4).

Зв'язок між напруженнями $\sigma_{ss}, \sigma_{\varphi\varphi}, \sigma_{s\varphi}$ і деформаціями $\varepsilon_{ss}, \varepsilon_{\varphi\varphi}, \varepsilon_{s\varphi}$ у довільній точці оболонки запишемо у вигляді закону Гука для ізотропного однорідного тіла, але з додатковими членами, що враховують пластичні та температурні де-

формації, а також температурну залежність властивостей матеріалу [8, 9]

$$\sigma_{ss} = \frac{2G_0}{1-\nu_0} \left(\varepsilon_{ss} + \nu_0 \varepsilon_{\varphi\varphi} + \beta_{ss} \right) \quad (s \leftrightarrow \varphi),$$

$$\sigma_{s\varphi} = 2G_0 \left(\varepsilon_{s\varphi} + \beta_{s\varphi} \right). \quad (7)$$

При використанні співвідношень теорії малих пружно-пластичних деформацій, лінеаризованих методом пружних розв'язків, додаткові члени набувають такого вигляду, як і в статтях [9, 10]

$$\beta_{ss} = \frac{\nu_0 \sigma^T \zeta \zeta - (1-\nu_0) \sigma^T_{ss}}{2G_0} \quad (s \leftrightarrow \varphi),$$

$$\beta_{s\varphi} = -\omega_1 \varepsilon_{s\varphi},$$

$$\sigma^T_{ss} = K \varepsilon_T + 2G_0 \omega_1 (\varepsilon_{ss} - \varepsilon_0) + K_0 \omega_2 \varepsilon_0 \quad (s \leftrightarrow \varphi \leftrightarrow \zeta),$$

$$\omega_1 = 1 - \frac{G^*}{G_0}, \quad \omega_2 = 1 - \frac{K}{K_0},$$

$$\varepsilon_{\zeta\zeta} = -\frac{\nu_0}{1-\nu_0} (\varepsilon_{ss} + \varepsilon_{\varphi\varphi}) + \beta_{\zeta\zeta},$$

$$\beta_{\zeta\zeta} = \frac{1-2\nu_0}{2G_0(1-\nu_0)} K \varepsilon_T +$$

$$+ \frac{1-2\nu_0}{1-\nu_0} \omega_1 (\varepsilon_{\zeta\zeta} - \varepsilon_0) + \frac{1+\nu_0}{1-\nu_0} \omega_2 \varepsilon_0, \quad (8)$$

де $K = 2G(1+\nu)/(1-2\nu)$ – модуль об'ємного розширення;

$G = G(T)$ – модуль зсуву;

$\nu = \nu(T)$ – коефіцієнт Пуассона;

$\varepsilon_T = \alpha_T(T-T_0)$ – тепла деформація;

$\alpha_T(T)$ – коефіцієнт лінійного теплового розширення;

ε_0 – середня деформація;

T – температура;

K_0, G_0, ν_0 – модуль об'ємного розширення, модуль зсуву та коефіцієнт Пуассона при початковій температурі T_0 ,

$2G^* = S/\Gamma$ – січний модуль;

$S = \sqrt{\frac{1}{3} \left(\sigma_s^2 - \sigma_s \sigma_\varphi + \sigma_\varphi^2 + 3\sigma_{s\varphi}^2 \right)}$ – інтенсивність

дотичних напружень;

$$\Gamma = \sqrt{\frac{1}{6} \left[\left(\varepsilon_s^{(\zeta)} - \varepsilon_\varphi^{(\zeta)} \right)^2 + \left(\varepsilon_\varphi^{(\zeta)} - \varepsilon_\zeta^{(\zeta)} \right)^2 + \left(\varepsilon_\zeta^{(\zeta)} - \varepsilon_s^{(\zeta)} \right)^2 + \frac{3}{2} \varepsilon_{s\varphi}^{(\zeta)2} \right]}$$

інтенсивність зсувних деформацій.

Запишемо варіаційне рівняння рівноваги оболонки на основі принципу можливих переміщень Лагранжа з урахуванням фізичних співвідношень у вигляді (7)

$$\delta A - \delta A_q = 0, \quad (9)$$

де δA – варіація енергії деформації оболонки

$$\delta A = \iiint \left(\sigma_s \delta \varepsilon_s^{(\zeta)} + \sigma_\varphi \delta \varepsilon_\varphi^{(\zeta)} + \sigma_{s\varphi} \delta \varepsilon_{s\varphi}^{(\zeta)} \right) r ds d\varphi d\zeta =$$

$$= \iint \left[(N_s + P_{0s}) \delta \varepsilon_s + (N_\varphi + P_{0\varphi}) \delta \varepsilon_\varphi + (N_{s\varphi} + P_{0s\varphi}) \delta \varepsilon_{s\varphi} + \right.$$

$$\left. + (M_s + P_{1s}) \delta \kappa_s + (M_\varphi + P_{1\varphi}) \delta \kappa_\varphi + \right.$$

$$\left. + (M_{s\varphi} + P_{1s\varphi}) \delta \kappa_{1s\varphi} \right] r ds d\varphi; \quad (10)$$

δA_q – варіація дії поверхневих сил.

Тут введено позначення

$$N_s = \int_{-h/2}^{h/2} \sigma_{ss} d\zeta \quad (s \leftrightarrow \varphi), \quad N_{s\varphi} = \int_{-h/2}^{h/2} \sigma_{s\varphi} d\zeta,$$

$$M_s = \int_{-h/2}^{h/2} \sigma_{ss} \zeta d\zeta \quad (s \leftrightarrow \varphi), \quad M_{s\varphi} = \int_{-h/2}^{h/2} \sigma_{s\varphi} \zeta d\zeta,$$

$$P_{0s} = \int_{-h/2}^{h/2} \beta_{ss} d\zeta \quad (s \leftrightarrow \varphi), \quad P_{0s\varphi} = \int_{-h/2}^{h/2} \beta_{s\varphi} d\zeta,$$

$$P_{1s} = \int_{-h/2}^{h/2} \beta_s \zeta d\zeta \quad (s \leftrightarrow \varphi),$$

$$P_{1s\varphi} = \int_{-h/2}^{h/2} \beta_{s\varphi} \zeta d\zeta. \quad (11)$$

Варіаційне рівняння (9) описує пружно-пластичну рівновагу оболонки обертання під дією силових і теплових навантажень.

Методика визначення пружно-пластичного стану оболонок. Для визначення неосесиметричного пружно-пластичного напруженого стану розгалуженої оболонки представимо переміщення, навантаження та функції (11) у вигляді рядів Фур'є

$$u_z(r, z, \varphi) = \sum_{k=0}^{\infty} u_z^k(r, z) \cos k\varphi \quad (z \leftrightarrow r),$$

$$u_\varphi(r, z, \varphi) = \sum_{k=0}^{\infty} u_\varphi^k(r, z) \sin k\varphi,$$

$$q_z(r, z, \varphi) = \sum_{k=0}^{\infty} q_z^k(r, z) \cos k\varphi \quad (z \leftrightarrow r),$$

$$q_\varphi(r, z, \varphi) = \sum_{k=0}^{\infty} q_\varphi^k(r, z) \sin k\varphi,$$

$$P_{0s}(r, z, \varphi) = \sum_{k=0}^{\infty} P_{0s}^k(r, z) \cos k\varphi \quad (s \leftrightarrow \varphi),$$

$$P_{0s\varphi}(r, z, \varphi) = \sum_{k=0}^{\infty} P_{0s\varphi}^k(r, z) \sin k\varphi,$$

$$P_{1s}(r, z, \varphi) = \sum_{k=0}^{\infty} P_{1s}^k(r, z) \cos k\varphi \quad (s \leftrightarrow \varphi),$$

$$P_{1s\varphi}(r, z, \varphi) = \sum_{k=0}^{\infty} P_{1s\varphi}^k(r, z) \sin k\varphi. \quad (12)$$

Коефіцієнти цих рядів визначаються такими рівняннями:

$$P_s^0(s) = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} P_s(s, \varphi) d\varphi,$$

$$P_s^k(s) = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} P_s(s, \varphi) \cos k\varphi d\varphi, \quad (k=1, 2, \dots). \quad (13)$$

Розкладання функцій (12) у ряди Фур'є дозволяє записати варіаційне рівняння рівноваги оболонки для кожної з гармонік окремо. Після інтегрування з урахуванням (13) отримуємо

$$\delta A_k - \delta A_{qk} = 0, \quad (14)$$

де δA_k – варіація дії внутрішніх сил

$$\delta A_k = \int_s \left[(\delta \epsilon_k)^T [(N_k) + (B_{0k})] + (\delta \kappa_k)^T [(M_k) + (B_{1k})] \right] r ds, \quad (15)$$

δA_{qk} – варіація поверхневого навантаження

$$\delta A_{qk} = \int_s (\delta u_k)^T (q_k) r ds. \quad (16)$$

Тут введені вектори зусиль, моментів, зовнішнього та додаткового навантажень

$$[N_k] = \begin{bmatrix} N_s^k & N_\varphi^k & N_{s\varphi}^k \end{bmatrix}^T, \quad [M_k] = \begin{bmatrix} M_s^k & M_\varphi^k & M_{s\varphi}^k \end{bmatrix}^T,$$

$$(q_k) = (q_{zk} \ q_{rk} \ q_{\varphi k})^T,$$

$$[B_{0k}] = \begin{bmatrix} P_{0s}^k & P_{0\varphi}^k & P_{0s\varphi}^k \end{bmatrix}^T, \quad [B_{1k}] = \begin{bmatrix} P_{1s}^k & P_{1\varphi}^k & P_{1s\varphi}^k \end{bmatrix}^T. \quad (17)$$

Перетворимо рівняння (14), виразивши зусилля та моменти через деформації серединної поверхні, а деформації серединної поверхні – через переміщення відповідно до геометричних рівнянь (6). Таким чином, отримуємо формулювання задачі у вигляді переміщень серединної поверхні оболонки.

Це варіаційне рівняння відрізняється від рівняння пружної рівноваги наявністю додаткових нелінійних членів $[B_{0k}][B_{1k}]$, поява яких зумовлена пластичними та температурними деформаціями, а також температурною залежністю механічних властивостей матеріалу. Для розв'язання даної задачі побудуємо процес послідовних наближень, на кожному з яких знаходиться розв'язок пружної задачі з додатковими навантаженнями, визначеними з попереднього наближення.

Чисельний розв'язок задачі в кожному послідовному наближенні отримуємо методом скінченних елементів. Розіб'ємо серединний меридіан оболонки на ряд криволінійних скінченних елементів і розглянемо елемент з граничними вузлами i, j . Для того, щоб забезпечити безперервність і плавність переміщень на межах елемента, складові

вектора амплітудних значень переміщень (u) доцільно представити у вигляді (індекс а амплітудних значень переміщень k для спрощення запису будемо опускати) [11]

$$u_z = u_{zi} \Psi_1^i + u'_{zi} \Psi_2^i + u_{zj} \Psi_1^j + u'_{zj} \Psi_2^j,$$

$$u_r = u_{ri} \Psi_1^i + u'_{ri} \Psi_2^i + u_{rj} \Psi_1^j + u'_{rj} \Psi_2^j,$$

$$u_\varphi = u_{\varphi i} \Psi_1^i + u'_{\varphi i} \Psi_2^i + u_{\varphi j} \Psi_1^j + u'_{\varphi j} \Psi_2^j. \quad (18)$$

Тут u_{zi}, u'_{zi} – компоненти переміщень та їх похідні за координатою S у вузлах елемента. Функції ψ є одновимірними функціями Ерміта

$$\Psi_1^i = 1 - 3t^2 + 2t^3, \quad \Psi_2^i = t - 2t^2 + t^3,$$

$$\Psi_1^j = 3t^2 - 2t^3, \quad \Psi_2^j = -t^2 + t^3, \quad (19)$$

Параметр t ($0 \leq t \leq 1, t_i = 0, t_j = 1$) є безрозмірною довжиною утворювальної лінії кожного елемента.

Підстановка співвідношень (18) у варіаційне рівняння (14), процедура варіювання вузлових переміщень та процедура виключення вузлових параметрів, що не впливають на неперервність і гладкість сполучення скінченних елементів [7] призводить до наступної системи алгебраїчних рівнянь рівноваги елемента з вузлами чисельними функціями Ерміта i, j :

$$\begin{bmatrix} g^{ii} & g^{ij} \\ g^{ji} & g^{jj} \end{bmatrix}_k \begin{pmatrix} u_{ik} \\ u_{jk} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} P_{ik} \\ P_{jk} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} P_{ik}^D \\ P_{jk}^D \end{pmatrix}, \quad (20)$$

де компоненти матриці жорсткості

$$g_v^{ij} = \int (\Psi^i)^T \left[(D_{\epsilon k})^T (E_\epsilon) (D_{\epsilon k}) + (D_{\kappa k})^T (E_\kappa) (D_{\kappa k}) \right] (\Psi^j) r ds; \quad (21)$$

вектор зовнішнього навантаження

$$(P_{ik}) = \int (\Psi^i)^T (q_k) r ds; \quad (22)$$

вектор додаткових навантажень

$$\begin{pmatrix} P_{ik}^D \end{pmatrix} = \int (\Psi_i) \left[(D_{\epsilon k})^T [B_{0k}] + [D_{\kappa k}]^T [B_{1k}] \right] r ds; \quad (23)$$

де $(D_{\epsilon k}), (D_{\kappa k})$ – матриці диференціювання (5);

$(E_\epsilon), (E_\kappa)$ – матриці, що пов'язують напруження та деформації [10].

Потім будується матриця жорсткості та вектор зовнішніх впливів на всю конструкцію. Зафіксувавши в матриці жорсткості елемента (20) номер i -го блок-рядка, виведемо коефіцієнти при зміні

вектора невідомих переміщень (u_i) для чотирьох i -их блоків-рядків матриці жорсткості конструкції

$$\sum_v \left(g_v^{ii} \right) (u_i) + \sum_{j(v)} \left(g_v^{ij} \right) (u_j), \quad (24)$$

де v – номери скінченних елементів, що прилягають до i -го вузла;

$j(v)$ – номери вузлів, суміжних із i -м вузлом v -х елементів.

Якщо вузол не є вузлом розгалуження, то $v = 2$. Якщо у вузлі сходяться більше двох гілок, то вузол є вузлом розгалуження, і v дорівнює кількості гілок, що сходяться у вузлі. Вираз (24) є лівою частиною системи алгебраїчних рівнянь із матрицею, блок-рядок якої складається з квадратних блоків

$$I_i = \left(\sum_v \left(g_v^{ii} \right), \left(g_v^{ij} \right) \right),$$
 розташованих у точках пере-

тину блок-рядків i з блок-стовпцями j . Сукупність блок-рядків I_i для усіх i утворює матрицю жорсткості конструкції. Вектор зовнішніх впливів вузла з номером i обчислюється за формулою $B_i = \sum_v \left(P_v^i \right)$.

Для врахування граничних умов потрібно задати значення переміщень у зафіксованих вузлах.

Особливості чисельної реалізації. При вирішенні термомеханічної задачі задаємо певну кількість вузлів у меридіональному, окружному та нормальному до серединної поверхні напрямках, внаслідок чого оболонка виявляється покритою тривимірною просторовою сіткою. Припускаємо, що серединний меридіан оболонки складається з сегментів зі стандартними формами, наприклад, у вигляді відрізків прямих або дуг кіл. Товщина сегментів вважається лінійно змінною по їх довжині і задається значеннями на початку та в кінці сегмента. Навантаження вводиться у вузлах серединної поверхні, а температура – у всіх вузлах сітки. Механічні характеристики матеріалу задаються у вигляді термомеханічної поверхні $\sigma = f(\epsilon, T)$, коефіцієнта Пуассона $\nu = \nu(T)$ і коефіцієнта лінійного теплового розширення $\alpha_T = \alpha_T(T)$. Термомеханічна поверхня представлена у вигляді таблиці, в якій для різних значень температури наведено значення напруги σ залежно від деформації ϵ , отримані при простому розтягуванні зразків зі швидкістю, при якій реологічними факторами можна знехтувати. Також задається інформація про кількість гармонік тригонометричних рядів, що враховуються при розв'язанні задачі. При цьому слід брати до уваги, що при розв'язанні нелінійної задачі нижчі гармоніки в навантаженні породжують спектр вищих гармонік у розв'язку. Тому в розв'язку задачі часто зберігається більше гармонік, ніж при апроксимації навантаження.

Алгоритм визначення неосесиметричного пружно-пластичного НДС оболонок обертання відповідно до використовуваного в роботі методу пружних рішень організований як процес послідо-

вних наближень, на кожному кроці якого знаходиться рішення пружної задачі (7) з додатковими навантаженнями. Розв'язання задачі починається з

обчислення значень функцій $\beta_{ss}, \beta_{\phi\phi}, \beta_{s\phi}, \epsilon_{\zeta\zeta}$ у вузлах сіткового розбиття оболонки. При цьому в першому наближенні у формулах (8) приймається $\omega_1 = 0$, а в наступних наближеннях функція ω і компоненти деформацій, що входять до (8), беруться з попереднього наближення. Далі обчислюються значення інтегральних характеристик (11) у всіх вузлах серединної поверхні оболонки. Інтеграли по товщині знаходяться чисельно методом Сімпсона. Потім визначаються амплітудні значення інтегральних характеристик (11). При обчисленні інтегралів по окружній координаті на кожному з інтервалів розбиття $(\phi_j, \phi_{j+1}), j = 1, 2, \dots, k_\phi - 1$ застосовується узагальнена теорема про середнє значення. Відповідно до неї функція, що входить під знак інтеграла, $f(\phi)$ розраховуємо на даній ділянці (ϕ_j, ϕ_{j+1}) постійною і рівною її середньому значенню. Це дозволяє винести її за знак інтеграла, а решту інтегралів від тригонометричних функцій обчислюють аналітично

$$\begin{aligned} f_m &= \int_0^{2\pi} f(\phi) \cos m\phi d\phi = \\ &= \sum_{j=1}^{k_\phi-1} \int_{\phi_j}^{\phi_{j+1}} f(\phi) \cos m\phi d\phi = \\ &= \sum_{j=1}^{k_\phi-1} \left[\frac{f(\phi_j) + f(\phi_{j+1})}{2} \int_{\phi_j}^{\phi_{j+1}} \cos m\phi d\phi \right] = \\ &= \frac{1}{m} \sum_{j=1}^{k_\phi-1} \left[\frac{f(\phi_j) + f(\phi_{j+1})}{2} (\sin m\phi_{j+1} - \sin m\phi_j) \right], \\ \phi_j &= \frac{2\pi}{k_\phi - 1} (j - 1). \end{aligned}$$

Після визначення амплітудних значень інтегральних характеристик (11) для кожної з гармонік обчислюються вектори додаткових навантажень P_{ik}^D , що визначаються співвідношеннями (10). Інтегрування по меридіану здійснюється за формулами Гауса. Для кожної з гармонік методом квадратного кореня розв'язується система лінійних алгебраїчних рівнянь і визначаються амплітудні значення переміщень. Отримані амплітудні значення переміщень підсумовуються відповідно до формул (10) і, таким чином, у першому наближенні знаходиться рішення рівняння (12), що описує неосесиметричне пружно-пластичне деформування досліджуваної оболонки.

Далі за формулами (3), (4) обчислюються компоненти деформацій у довільній точці оболонки, а за формулами (7) – компоненти напружень. Використовуючи отримані компоненти деформацій, можна визначити інтенсивність деформацій G . За рівнянням термомеханічної поверхні при тем-

пературі, що відповідає розглянутій точці, для отриманого значення Γ потрібно знайти значення інтенсивності напружень S_d , що дозволяє визначити сікучий модуль G^* і значення функції ω_1 . За отриманими в результаті розрахунку компонентами напружень обчислюється значення інтенсивності напружень S_f і перевіряється виконання умо-

ви $|S_f - S_d| < \delta S_d$ (δ – задана мала величина). Процес послідовних наближень триває доти, доки в усіх вузлах не буде виконано цю умову.

Апробація розробленої методики. Для перевірки розробленої методики розглянемо пружно-пластичний напружений стан конічної оболонки лінійно-змінної товщини, що перебуває під дією внутрішнього тиску $q = 1,5 \cos\Phi$ МПа. Контур малого радіусу ($s = s_0$) жорстко затиснутий, а великий ($s = s_N$) – не піддається зусиллям і моментам. Радіуси серединної поверхні на граничних контурах відповідно дорівнюють $r_0 = 0,07819$ м і

$r_N = 0,44957$ м; довжина твірної $s_N - s_0 = 0,38$ м. Товщина коливається в межах від $h_0 = 0,03973$ м до $h_N = 0,00995$ м. Оболонка виготовлена зі сплаву ЭИ395, механічні характеристики якого наведено в [10]. При розрахунку в рішенні враховувалися перша та третя гармоніки; кількість точок розбиття по товщині оболонки приймалася рівною 7, по колу 73 (на інтервалі $0 \leq \theta \leq \pi$), уздовж меридіана – 153. За заданої точності $\delta = 0,001$ процес послідовних наближень сходиться на 22-й ітерації.

У табл. 1 наведено значення напружень і деформацій на торцях оболонки для порівняння з результатами, отриманими за методикою [11]. Дані розрахунків за описаною методикою наведені над лінією, за методикою [10] під лінією. Відмінність максимальних значень напружень і деформацій за зазначеними вище методиками не перевищує 1 %.

Таблиця 1 – Значення напружень і деформацій на торцях оболонки

s	ζ	σ_{ss} , МПа	$\sigma_{\phi\phi}$, МПа	$\sigma_{s\phi}$, МПа	$\varepsilon_{ss} \cdot 10^5$	$\varepsilon_{\phi\phi} \cdot 10^5$	$\varepsilon_{s\phi} \cdot 10^5$
		$\phi = 0$	$\phi = 0$	$\phi = \pi/2$	$\phi = 0$	$\phi = 0$	$\phi = \pi/2$
s_0	$-h/2$	<u>684</u> 686	<u>256</u> 257	<u>-88</u> -88	<u>479</u> 484	<u>0</u> 0	<u>-117</u> -118
	$h/2$	<u>-736</u> -740	<u>-294</u> -297	<u>-109</u> -110	<u>-634</u> -649	<u>0</u> 0	<u>-145</u> -146
s_N	$-h/2$	<u>0</u> 0	<u>169</u> 169	<u>-13</u> -13	<u>-26</u> -26	<u>87</u> 87	<u>-18</u> -18
	$h/2$	<u>0</u> 0	<u>136</u> 136	<u>13</u> 13	<u>-21</u> -21	<u>70</u> 70	<u>18</u> 18

Також розглянуто пружно-пластичний напружений стан циліндричної оболонки, жорстко затиснутої на граничних контурах, з такими геометричними параметрами: радіус серединної поверхні $r = 0,4$ м; довжина твірної $s_N - s_0 = 0,2$ м; товщина оболонки $h = 0,01$ м. Оболонка виготовлена з матеріалу з лінійним зміцненням. Діаграма розтягування визначається трьома значеннями деформацій $\varepsilon = 0; 0,002285; 0,05$ та відповідними їм значеннями напруги $\sigma = 0; 160; 320$ МПа. Коефіцієнт Пуассона $\nu = 0,3$.

Оболонка перебуває під впливом внутрішнього

тиску $q\zeta$, МПа, $q\zeta = 5 + \cos 2\phi$. При обчисленні шукані функції представлялися п'ятьма гармоніками з номерами $k = 0; 2; 4; 6; 8$. Симетрія геометрії, навантажень та умов кріплення дозволяє проводити розрахунок 1/8 частини оболонки. Кількість точок розбиття по товщині оболонки приймалася рівною 11, по колу 73 (на інтервалі $0 \leq \theta \leq \pi/2$), уздовж меридіана – 101 (на інтервалі $0 \leq s \leq 0,1$ м). За заданої точності обчислення $\delta = 0,001$ Процес послідовних наближень сходиться на 116-й ітерації.

Таблиця 2 – Значення напружень у деяких точках оболонки

s	ζ	σ_{ss} , МПа	$\sigma_{\phi\phi}$, МПа	σ_{ss} , МПа	$\sigma_{\phi\phi}$, МПа	$\sigma_{s\phi}$, МПа
		$\phi = 0$	$\phi = 0$	$\phi = \pi/4$	$\phi = \pi/4$	$\phi = \pi/4$
0	$-h/2$	<u>292</u> 300	<u>139</u> 143	<u>239</u> 239	<u>111</u> 111	<u>-2</u> -5
	$h/2$	<u>-266</u> -265	<u>-125</u> -125	<u>-225</u> -222	<u>-103</u> -101	<u>-2</u> -7
0,05	$-h/2$	<u>9</u> 11	<u>167</u> 168	<u>-17</u> -19	<u>123</u> 122	<u>-21</u> -21
	$h/2$	<u>89</u> 86	<u>190</u> 190	<u>85</u> 88	<u>146</u> 146	<u>8</u> 7
0,1	$-h/2$	<u>-99</u> -103	<u>104</u> 100	<u>-84</u> -81	<u>106</u> 108	<u>0</u> 0
	$h/2$	<u>169</u> 172	<u>194</u> 195	<u>148</u> 146	<u>179</u> 179	<u>0</u> 0

У табл. 2 наведено значення напружень у деяких точках оболонки у порівнянні з результатами, отриманими за методикою [11]. Дані розрахунків за запропонованою методикою наведені над лінією, дані за методикою [11] – під лінією. Різниця результатів не перевищує 3 %.

Аналіз пружно-пластичного стану оболонки з розгалуженим меридіаном. Розглянемо деформацію необмеженої в осьовому напрямку нескінченно довгої циліндричної оболонки (рис. 1), підкріпленої кільцевими пластинами.

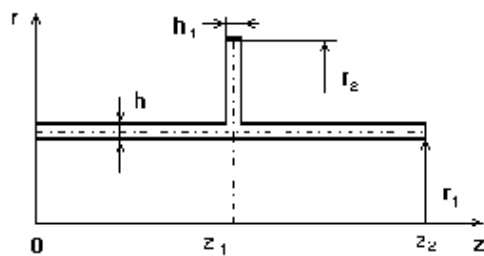


Рисунок 1 – Циліндрична оболонка

Геометричні параметри оболонки прийнято такими: $z_1 = 0,04$ м; $z_2 = 0,08$ м; $r_1 = 0,1$ м; $r_2 = 0,1205$ м; $h = 0,001$ м; $h_1 = h$.

Розв'язання цієї задачі в пружному осесиметричному формулюванні наведено в статті [12]. Порівняємо результати розв'язання цієї задачі, отримані за розробленою в цій роботі методикою, з даними [8]. Механічні характеристики матеріалу прийнято такими: $\nu = 0,3$; $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа. Оболонка знаходиться під внутрішнім тиском $P = 10^6$ Па.

У табл. 3 для деяких значень z наведено значення напруги на поверхнях оболонки.

Таблиця 3 – Значення напруги на поверхнях оболонки

$z \cdot 10^2, \text{ м}$	$\sigma_s^+ \cdot 10^{-5}, \text{ Па}$	$\sigma_s^- \cdot 10^{-5}, \text{ Па}$	$\sigma_\varphi^+ \cdot 10^{-5}, \text{ Па}$	$\sigma_\varphi^- \cdot 10^{-5}, \text{ Па}$
0	0	0	995	995
	-14	14	998	1007
3.85	-626	626	301	676
	-625	625	300	676
3.90	-729	729	260	698
	-729	729	260	697
3.95	-841	841	221	725
	-840	840	220	725
4.00	-960	960	183	759
	-960	960	183	759

Індекс «+» відповідає зовнішній поверхні, а індекс «-» — внутрішній. Перший рядок для кожного значення z відповідає рішення за запропонованою методикою, другий рядок – даним статті [12], отриманим за теорією оболонок обертання з розгалуженим меридіаном. Як видно з таблиці, результати пружного розрахунку за обома методами практично збігаються.

Розглянемо неосесиметричне пружно-пластичне деформування оболонки з тією ж геометрією. Матеріал оболонки – сплав ЭИ395. Оболонка знаходиться під внутрішнім тиском, що змінюється за законом $P = P_0(1 + 0,25\cos 2\varphi)$, де $P_0 = 2$ МПа. Кількість скінченних елементів по меридіану циліндричного сегмента задавалася нерівномірно: 50 елементів в околиці ребра на ділянці $0,035 \text{ м} \leq z \leq 0,04 \text{ м}$ і 250 – на ділянці, що залишилася. Кільцева пластина розбивалася рівномірно на 20 елементів. Кількість точок розбиття по товщині оболонки становила 7, а по колу — 73 (на інтервалі $0 \leq \theta \leq \pi/2$). При розрахунках враховувалися 4 гармоніки ряду Фур'є ($k = 0, 2, 4, 6$) а точність обчислень задавалася $\delta = 0,01$. За даного навантаження процес послідовних наближень сходиться за 111 ітерацій.

На рис. 2–4 наведено розподіли меридіональних, окружних і дотичних напружень за окружною координатою в точці $s = 0,04$ м.

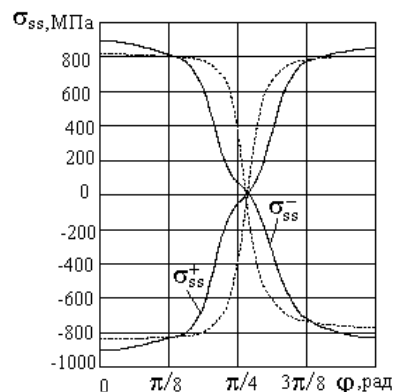


Рисунок 2 – Розподіл меридіональних напружень за окружною координатою

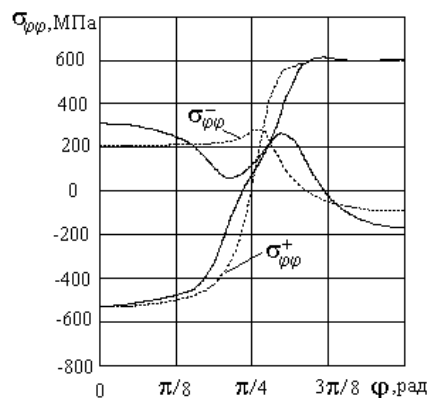


Рисунок 3 – Розподіл окружних напружень за окружною координатою

Результати наведено для внутрішньої та зовнішньої поверхонь циліндричного сегмента. Суцільні лінії відповідають результатам, коли в розв'язку враховуються 4 гармоніки, а штрихові — коли підсумовуються лише перші 2 гармоніки, що відповідають навантаженню. З рисунків видно, що врахування двох старших гармонік істотно уточнює отримане рішення.

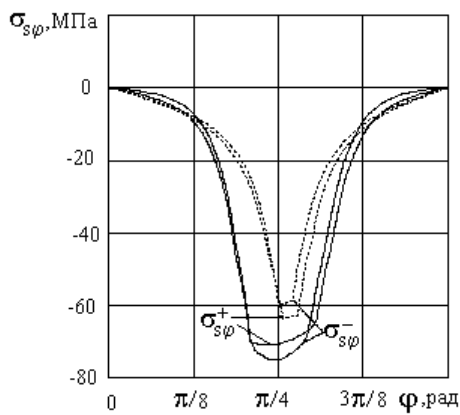


Рисунок 4 – Розподіл дотичних напружень за окружною координатою

Висновки. Проведені чисельні дослідження дозволяють зробити висновок про ефективність розробленої методики для задач з кінематичними граничними умовами. У цьому випадку обчислювальні витрати при використанні розробленого варіанту МСЕ порівнянні з витратами при використанні методу дискретної ортогоналізації. Використання розроблених методів розв'язання задач термопружнопластичності при дослідженні поведінки елементів конструкцій дозволяє скоротити терміни створення нових конструкцій, підвищити їх надійність, зменшити матеріаломісткість і знизити вартість.

Список літератури/ References (transliterated)

1. Wu, H., Zhao, G., Du, X., Wang, W. (2025). An isogeometric Reissner–Mindlin shell formulation for nonlinear thermoelastic analysis of shell structures. *Composite Structures*, 372, 119517. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2025.119517>
2. Hu, C., Gao, W., LiHu, H. (2025). Isogeometric analysis of secondary thermal buckling in composite laminates. *Composite Structures*. DOI: <https://doi.org/10.1177/08927057251371563>
3. Li, J., Qian, H., Lu, C. (2025). Thermo-Mechanical Analysis for Composite Cylindrical Shells with Temperature-Dependent Material Properties Under Combined Thermal and Mechanical Loading. *Materials*, 18(7), 1391. DOI: <https://doi.org/10.3390/>

4. Duong T. X., Roohbakhshan F., Sauer R. A. Rotation-free isogeometric thin shell formulation. *arXiv preprint*, 2025.
5. Bennett, K. C., Zecevic, M., Luscher, D. J., Lebensohn, R. A. (2020). A thermo-elastoplastic self-consistent homogenization method for inter-granular plasticity with application to thermal ratcheting of TATB. *Advanced Modeling and Simulation in Engineering Sciences*, 7:3. DOI: <https://doi.org/10.1186/s40323-019-0139-6>
6. Strelnikova E. Choudhary N., Degtyariev K., Kriutchenko D., Vierushkin I.: Boundary element method for hypersingular integral equations: Implementation and applications in potential theory. *Engineering Analysis with Boundary Elements*, 169, 105999, (2024), DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enganabound.2024.105999>
7. Zienkiewicz, O. C., Taylor, R. L., Zhu, J. Z. (2019). *The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals*. Elsevier.
8. Roubíček, T., Stefanelli, U. (2019). Finite thermoelastoplasticity and creep under small elastic strains. *Mathematics and Mechanics of Solids*, 24(4), 1161–1181. DOI: <https://doi.org/10.1177/1081286518774883>
9. Thermo-coupled elastoplasticity models with asymptotic loss of the material strength. *International Journal of Plasticity*, 2014, 63, 211–228. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijplas.2014.01.013>
10. Variational updates for thermomechanically coupled gradient-enhanced elastoplasticity - Implementation based on hyper-dual numbers *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 2018, 339, 239–261. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.cma.2018.04.047>
11. Śloderbach, Z. (2016). Closed set of the uniqueness conditions and bifurcation criteria in generalized coupled thermoplasticity for small deformations. *Continuum Mechanics and Thermodynamics*, 28, 633–654. DOI: <https://doi.org/10.1007/s00161-016-0499-9>
12. Begun, A. S., Burenin, A. A., Kovtanyuk, L. V. (2022). Large deformations and heating of elastoviscoplastic material in a cylindrical viscometer. *Mechanics of Solids*, 57, 532–542. DOI: <https://doi.org/10.3103/S0025654422030062>

Надійшла (received) 01.05.2026

Стаття прийнята до друку 20.05.2026

Опублікована 29.05.2026

Відомості про авторів / About the Authors

Гнітько Василь Іванович / Gnityko Vasyl – кандидат технічних наук, старший дослідник, Інститут енергетичних машин і систем ім. А.М. Підгорного НАН України, старший науковий співробітник відділу термогазодинаміки енергетичних машин; м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-2475-5486>; e-mail: gnitkovi@gmail.com

*A. В. ГРАБОВСЬКИЙ, Г. В. ТКАЧУК, А. Ю. ВАСИЛЬЄВ, М. А. ТКАЧУК, А. М. КОБА,
А. В. НАБОКОВ, Г. І. ЦИМБАЛ, В. О. КАРПОВ, О. М. РІКУНОВ, А. С. БОГАЧ*

ТЕХНІЧНІ РІШЕННЯ БРОНЕКОРПУСІВ ЛЕГКОБРОНЬОВАНИХ МАШИН ІЗ НОВІТНІХ МАТЕРІАЛІВ

У роботі описано загальний підхід до обґрунтування прогресивних технічних рішень бронекорпусів легкоброньованих машин із новітніх матеріалів. Мова йде про високолеговані сталі, сплави різних кольорових металів, керамічні композиції, пластики, ткани та неткани і мережеві матеріали, матеріали із покриттями та поверхнево зміцнені із застосуванням прогресивних технологій. Із цією метою залучено та адаптовано математичні та чисельні моделі напружено-деформованого стану бронекорпусів легкоброньованих машин, побудовані на основі створення багатокомпонентних структур. Аналіз процесів і станів та характеристик цих конструкцій дав основу для створення бази даних, які можуть бути покладені в обґрунтування прогресивних технічних рішень бронекорпусів легкоброньованих машин за критеріями динамічної міцності, жорсткості та захищеності. Зокрема, визначаються параметри внутрішньої силової структури, які дають можливість різко знизити напруження та переміщення від дії реактивних сил віддачі при здійсненні пострілів із озброєння бойового модуля. Також забезпечується відлаштування від резонансних режимів збудження при багатоімпульсному збудженні. У результаті досягається зниження маси бронекорпуса. Застосування розробленого підходу створює можливість економії термінів проєктних досліджень та досягнення підвищених тактико-технічних характеристик перспективних легкоброньованих машин, що проєктуються та модернізуються. На прикладі тестового варіанту багатоцільового тягача досягається поліпшення динамічних характеристик, міцності, жорсткості та стійкості бронекорпусу, виготовленого із композиційного матеріалу.

Ключові слова: бронекорпус; легкоброньована машина; напружено-деформований стан; динамічні характеристики; міцність; жорсткість; стійкість; композит; проєктування

*A. HRABOVSKYI, H. TKACHUK, A. VASYLIEV, M. A. TKACHUK, A. KOBA,
A. NABOKOV, H. TSYMBAL, V. KARPOV, O. RIKUNOV, A. BOHACH*

TECHNICAL SOLUTIONS OF THE ARMORED HULL LIGHTLY ARMORED VEHICLE FROM THE LATEST MATERIALS

The paper describes a general approach to justifying progressive technical solutions of the armored hull lightly armored vehicle from the latest materials. We are talking about high-alloy steels, alloys of various non-ferrous metals, ceramic compositions, plastics, woven and non-woven and network materials, materials with coatings and surface-strengthened using advanced technologies. For this purpose, mathematical and numerical models of the stress-strain state have been used and adapted armored hull lightly armored vehicle, built on the basis of creating multi-component structures. Analysis of processes and states and characteristics of these structures provided the basis for creating a database that can be used to justify progressive technical solutions of the armored hull lightly armored vehicle by the criteria of dynamic strength, rigidity and protection. In particular, the parameters of the internal power structure are determined, which make it possible to sharply reduce the stress and displacement from the action of reactive recoil forces when firing from the armament of the combat module. Also, detuning from resonant excitation modes during multi-pulse excitation is ensured. As a result, a mass reduction is achieved armored hull. The application of the developed approach creates the opportunity to save time for design research and achieve improved tactical and technical characteristics of promising lightly armored vehicle, which are being designed and modernized. Using the example of a test version of a multi-purpose tractor, improvements in dynamic characteristics, strength, rigidity and stability are achieved for the armored hull, made of composite material.

Keywords: armored hull; lightly armored vehicle; stress-strain state; dynamic characteristics; strength; rigidity; stability; composite; design

Вступ. Як зазначено у роботі [1], практика бойових дій 2022–2026 рр. проти країни-агресора виявила низку особливостей стосовно застосування бронетехніки. Своєю чергою, ця обставина зумовила неможливість застосування традиційних варіантів технічних рішень бронекорпусів бойових броньованих машин із залученням відомих бронесталей, кольорових металів, кераміки, пластиків та композитних структур на їх основі.

Відповідно, звертається увага на застосування новітніх матеріалів. Із метою відпрацювання розрахункових моделей та методів досліджень бронекорпусів із цих новітніх матеріалів у роботі [1] здійснені відповідні розробки та дослідження фрагментів і тестових конструкцій бронекорпусів. На продовження цих досліджень здійснені додаткові дослідження процесів, станів та характеристик тестового

бронекорпусу багатоцільового тягача із новітнього композитного матеріалу, який підсилюється внутрішньою структурою із традиційною конструкційної сталі. Деякі результати досліджень описані у цій роботі.

Аналіз існуючих моделей і методів дослідження реакції тонкостінних конструкцій на дію навантажень. У роботах [1, 2] зазначено, що бронекорпуси вітчизняних легкоброньованих машин (ЛБМ) піддаються дії чинників ураження та силового збурення зі все зростаючою інтенсивністю. При цьому традиційні рішення бронекорпусів у вигляді просторової зварної конструкції із бронепанелей, виготовлених із гомогенних матеріалів, вичерпали можливості

© А. В. Грабовський, Г. В. Ткачук, А. Ю. Васильєв,
М. А. Ткачук, А. М. Коба, А. В. Набоков,
Г. І. Цимбал, В. О. Карпов, О. М. Рікунов,
А. С. Богач, 2026

задоволення усіх вимог до динамічної міцності, захищеності, жорсткості тощо. Відповідно, привертає увагу застосування композиційних матеріалів. Зокрема, у багатьох випадках можуть розглядатися як перспективні т.з. «сендвіч-бронепанелі», що містять композиції «сталь – кераміка – сталь», «сталь – пластик – сталь», «сталь– гума – сталь» та інші варіанти» [1, 2].

Застосуванню та дослідженню службових властивостей конструкцій із неоднорідних, сотових, підкріплених та композиційних матеріалів присвячено велику кількість робіт [3–9]. У цих роботах мова йде про міцність матеріалів, конструкцій та методів їх розрахунку. Детальний огляд цих робіт викладено у [1]. Зокрема, зазначається, що значна увага для випадку транспортних засобів спеціального призначення приділяється питанням балістичного та протимінного захисту. Крім того, привертається увага забезпеченню захищеності бойових машин [10–12].

Також становить інтерес дослідження шаруватих конструкцій [13], визначення ефективних характеристик матеріалів [14–16].

Стосовно аналізу деформування шаруватих конструкцій аерокосмічної техніки при багатофакторному навантаженні, то у [17] зазначено, що «широке застосування конструкцій з композиційних матеріалів пов'язані з їх поліпшеними, порівняно однорідними характеристиками. Завдяки високим якимостям міцності і підвищеній жорсткості у поєднанні з малою масою композиційні матеріали широко використовуються в космічному, авіа- і суднобудуванні, транспортному машинобудуванні» [18–20].

Пов'язаною із тематикою, що розглядається, є проблематика захисних елементів бронезишетів [20], зокрема, стосовно керамічних бронепластин. Зазначено, що для бронеплит «найчастіше використовуються такі види кераміки: алюмінієвий оксид (Al_2O_3); карбід кремнію (SiC); карбід бору (B_4C). На деякі керамічні бронеплити може наноситися додаткове захисне покриття для підвищення їх стійкості до зношування і додаткового захисту від механічних пошкоджень. Завершальним етапом є інтеграція керамічних бронеплит із композитними матеріалами, такими як арамідне волокно або надвисокомолекулярний поліетилен. Це забезпечує додаткову амортизацію і захист» [20].

Окремий пласт проблем, підходів, моделей та методів досліджень композитних структур, у т. ч. – функціонально-градієнтних матеріалів, висвітлено у роботах [21–24].

Також у [1] зазначено, «що окрім металів, сплавів, кераміки, пластмас та композитів із їх поєднанням, у сучасних конструкціях широко застосовуються нетрадиційні матеріали: ткани,

неткані та мережеві волоконні матеріали. Для аналізу їх поведінки будуються моделі, що становлять поєднання одновимірних структур (волокон) у 3D областях. Один із варіантів, що має практичну застосовність – мережеві структури, які не занурені у якусь матрицю. .. При цьому розроблені та розвинені моделі поведінки такого типу матеріалів викладені у [25–32]» [1].

У роботі [1] здійснено розробку нового підходу до обґрунтування прогресивних технічних рішень ЛБМ на основі моделювання процесів, станів і характеристик їхніх бронекорпусів, виготовлених із новітніх матеріалів. Зокрема, досліджені тестові бронекорпуси із «сендвіч-бронепанелей», тобто із багажшарових матеріалів.

На розвиток розробленого підходу у цій роботі досліджується вплив на характеристики таких бронекорпусів підсилення їх внутрішньої структури.

Це становить мету цієї роботи.

Розрахункові дослідження процесів, станів і характеристик тестових конструкцій бронекорпусу багатоцільового тягача. Дослідження здійснюються на прикладі тестового варіанту бронекорпусу багатоцільового тягача типу МТ-ЛБ, попередньо дослідженого із базовим набором внутрішньої силової структури [1].

Досліджено три варіанта конструктивного виконання досліджуваного корпусу (рис. 1). Тут товщини панелей – 6 мм, силових елементів – 3 мм (на рис. 1 виділено кольором).

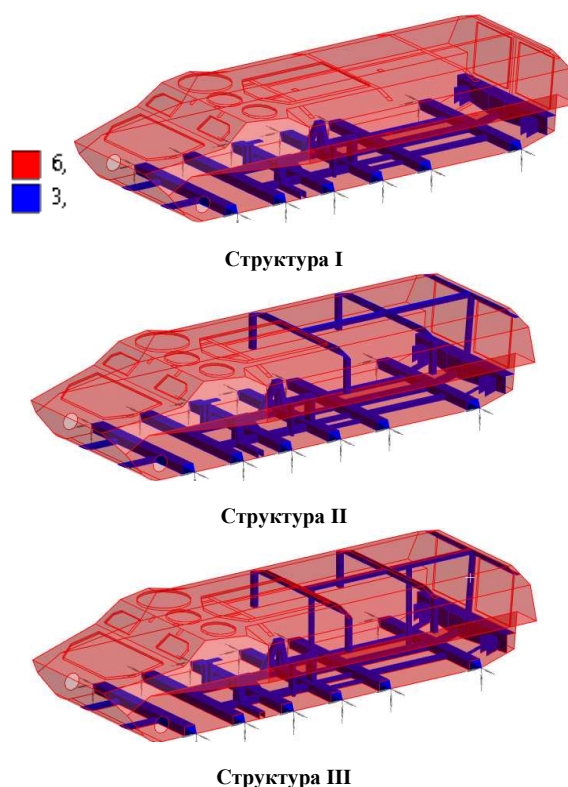
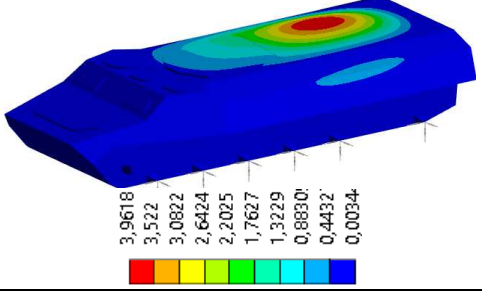
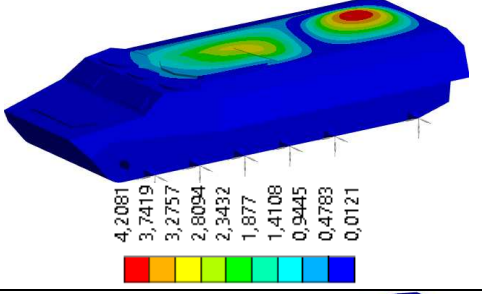
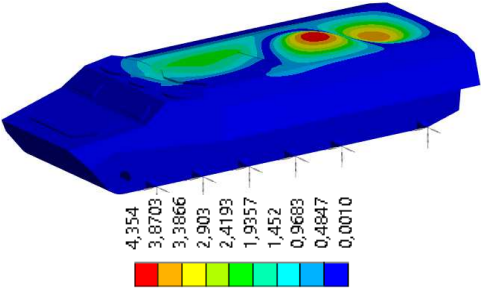
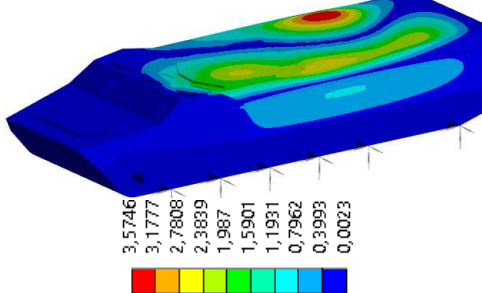
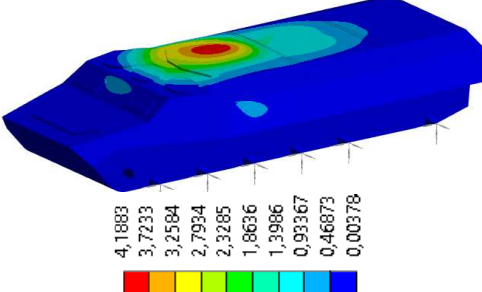
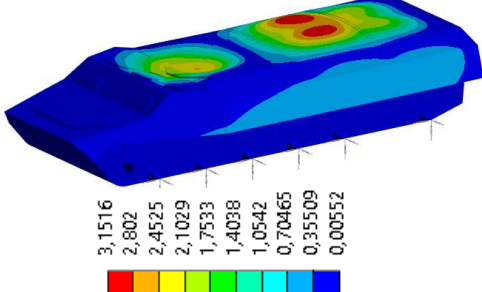
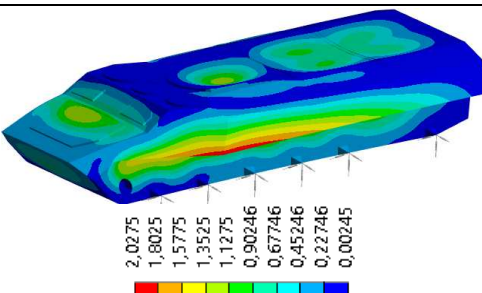
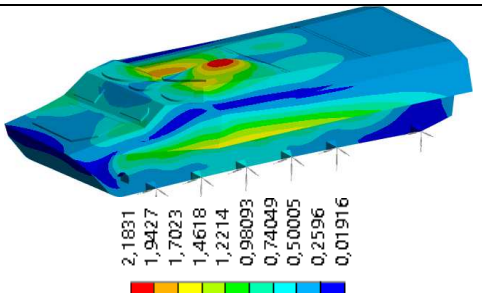
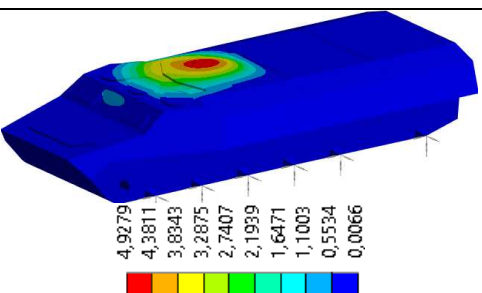
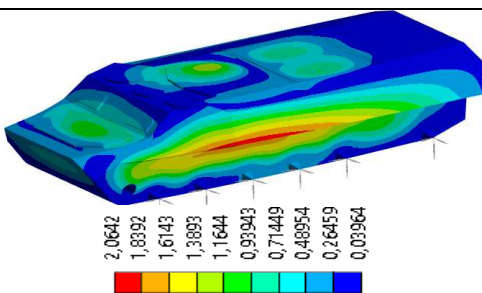


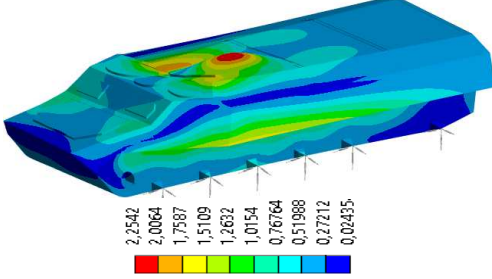
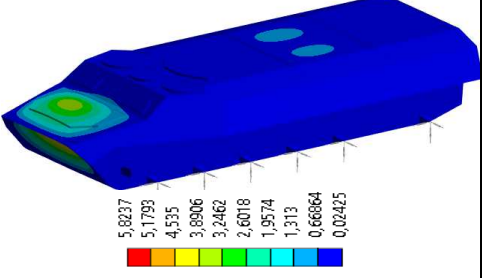
Рисунок 1 – Геометрична модель корпусу МТ-ЛБ із різними варіантами підсилення

Визначається напружено-деформований стан та власні коливання і стійкість тестових варіантів

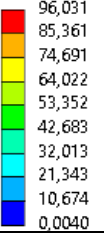
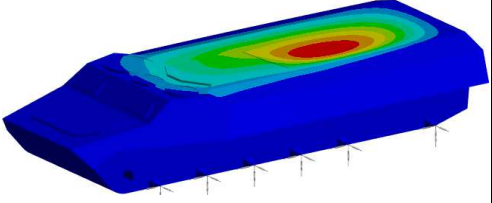
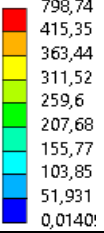
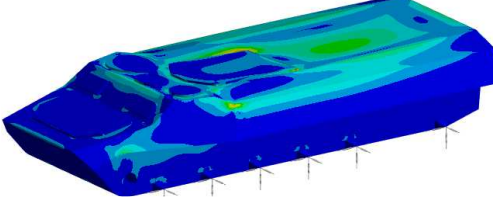
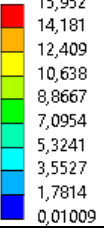
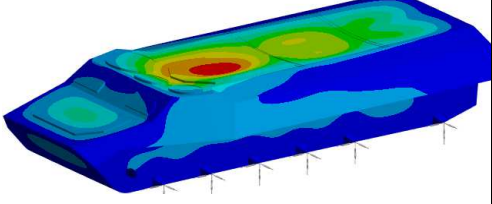
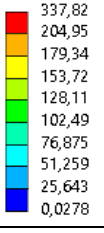
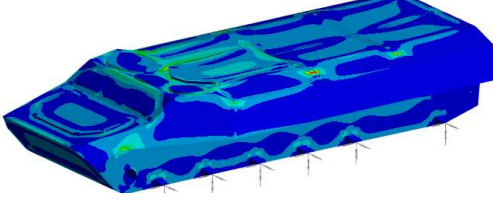
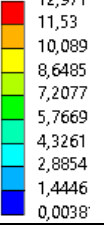
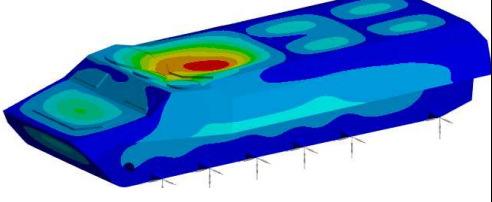
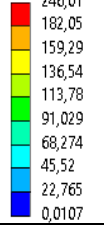
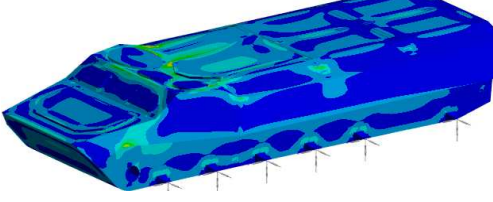
бронекорпусу МТ-ЛБ (рис. 2–10).

Таблиця 1 – Власні частоти і форми коливань тестового бронекорпусу МТ-ЛБ для різних структур

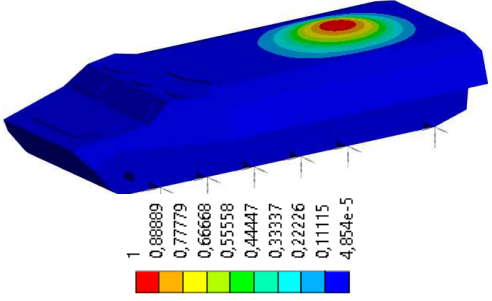
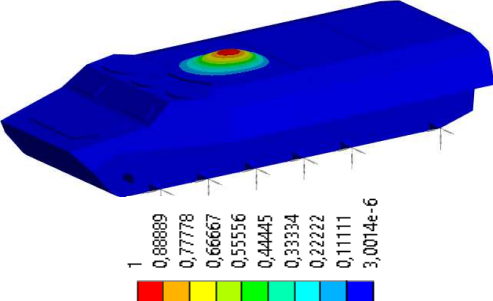
Деформаційна власна форма, Гц	Власна форма коливань	Деформаційна власна форма, Гц	Власна форма коливань
структура I			
1/10,11	 3,9618 3,522 3,0822 2,6424 2,2025 1,7627 1,3229 0,8830 0,4432 0,0034	2/14,84	 4,2081 3,7419 3,2757 2,8094 2,3432 1,877 1,4108 0,9445 0,4783 0,0121
3/19,29	 4,354 3,8703 3,3866 2,903 2,4193 1,9357 1,452 0,9683 0,4847 0,0010	4/21,1	 3,5746 3,1777 2,7808 2,3839 1,987 1,5901 1,1931 0,7962 0,3993 0,0023
структура II			
1/22,96	 4,1883 3,7233 3,2584 2,7934 2,3285 1,8636 1,3986 0,93367 0,46873 0,00378	2/28,95	 3,1516 2,802 2,4525 2,1029 1,7533 1,4038 1,0542 0,70465 0,35509 0,00552
3/33,67	 2,0275 1,8025 1,5775 1,3525 1,1275 0,90246 0,67746 0,45246 0,22746 0,00245	4/34,52	 2,1831 1,9427 1,7023 1,4618 1,2214 0,98093 0,74049 0,50005 0,2596 0,01916
структура III			
1/24,82	 4,9279 4,3811 3,8343 3,2875 2,7407 2,1939 1,6471 1,1003 0,5534 0,0066	2/32,94	 2,0642 1,8392 1,6143 1,3893 1,1644 0,93943 0,71449 0,48954 0,26459 0,03964

Деформаційна власна форма, Гц	Власна форма коливань	Деформаційна власна форма, Гц	Власна форма коливань
структура III			
3/34,61		4/37,47	

Таблиця 2 – Компоненти напружено-деформованого стану від зовнішнього тиску 10 кПа тестового бронекорпусу МТ-ЛБ для різних структур

Повні переміщення (мм)		Еквівалентні напруження (МПа)	
структура I			
			
структура II			
			
структура III			
			

Таблиця 3 – Форми втрати стійкості тестового бронекорпусу МТ-ЛБ для різних структур

№/коэф. запасу	Форма втрати стійкості	№/коэф. запасу	Форма втрати стійкості
структура I		структура II	
1/0,51		1/2,66	

№/коэф. запасу	Форма втрати стійкості	№/коэф. запасу	Форма втрати стійкості
	структура I		структура II
2/0,79		2/3,76	
3/1,04		3/4,79	
	структура III		
1/3,33		2/5,26	
3/6,42			

Аналіз результатів та висновки.

Розроблений та описаний і застосований у роботі підхід до аналізу напружено-деформованого стану, власних коливань та стійкості тестового бронекорпусу багатопільового тягача дає підстави відзначити такі закономірності та висновки.

1. За своєю природою новітні композиційні матеріали потенційно позитивно впливають на рівень захищеності бронекорпусів бойових броньованих машин, на динамічну міцність, жорсткість та стійкість до дії надлишкового тиску ударної хвилі. Разом із тим ці критерії задовольняються різною мірою при варіюванні складу, структури та властивостей матеріалів, що формують композицію. Безперечно, на перший план виступає критерій захищеності від дії різних типів боєприпасів. Але після його задоволення постають інші проблеми, зокрема, стосовно динамічної міцності (від дії статичних, динамічних та поліімпульсних сил), жорсткість (бажано мінімізувати збурення у канали наведення та стабілізації озброєння із-за деформування

елементів підбаштового листа, на якому розміщений бойовий модуль) та стійкість до дії надлишкового тиску ударної хвилі (наприклад, від фугасних боєприпасів). Відповідно, необхідне залучення альтернативних варіантів удосконалення проектно-технологічних рішень бронекорпусів задля задоволення множини зазначених критеріїв.

2. Як засвідчили результати здійсненого комплексу досліджень, на міцнісні, жорсткісні, динамічні та стійкісні характеристики бронекорпусу достатньо сильно впливає раціональне посилення його внутрішньої силової структури, виконаної із традиційних конструкційних матеріалів. Зокрема, відчутний позитивний ефект чинять установки підсилюючих швелерів під підбаштовим листом, а також – вертикальних стійок між нижнім та верхнім поясом бронекорпусу. При цьому ефект посилюється при суміщенні цих двох заходів.

3. У цілому слід зазначити, що різні складові тактико-технічних характеристик бронемашин по-

різному реагують на ті чи інші варіанти технічних рішень бронекорпусів. Попри те, що застосування традиційних гомогенних бронематеріалів для виготовлення цих бронекорпусів стикається із суттєвими перепонами, разом із тим пряме механічне їх заміщення новітніми композиційними матеріалами не є найбільш раціональним рішенням. Більш прогресивним варіантом є поєднання новітніх матеріалів для виготовлення бронепанелей та традиційних – для силової внутрішньої структури. При цьому ці обидві складові бронекорпусу слід обґрунтувати у ході дослідження процесів, станів та характеристик, причому при їх (тобто зазначених складових) сумісному варіюванні. А критеріями і обмеженнями у ході синтезу технічних рішень бронекорпусів виступають бажані рівні компонент тактико-технічних характеристик бронемашин і фізико-механічні властивості матеріалів (як новітніх, так і традиційних).

Таким чином, розроблений удосконалений підхід може бути застосований до здійснення проектних досліджень, який може бути застосованим при розробці бронекорпусів легкоброньованих машин із підвищеними тактико-технічними характеристиками.

Список літератури

- Ткачук М. А., Грабовський А. В., Ткачук М. М., Васильєв А. Ю., Коба А. М., Троценко В. В., Кислиця Д. В., Набоков А. В., Льозний О. С., Рікунов О. М., Шаталов О. Є. Методологія проектних досліджень бронекорпусів легкоброньованих машин із нетрадиційних, поверхнево зміцнених матеріалів та композицій. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Машинознавство та САПР*. 2026. №1. С. 133–151. doi: 10.20998/2079-0775.2026.1.13
- Грабовський А.В., Ткачук М.М., Васильєв А.Ю., Ткачук М.А., Коба А. М., Карпов В. О., Троценко В.В., Богач А.С., Набоков А.В., Соловей В.Ю., Рікунов О.М. Забезпечення підвищених тактико-технічних характеристик легкоброньованих машин на основі визначення динамічної міцності бронекорпусів із гомогенних та композиційних матеріалів. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Машинознавство та САПР*. 2025. №1. С. 27–46. doi: 10.20998/2079-0775.2025.1.04
- Davydovskiy L., Bisyk S. (2016). Formation of requirements for anti-mine energy-absorbing seats of armored combat vehicles. *Collection of Sciences. Proceedings of the Central Research Institute of Weapons and Military Equipment of the Armed Forces of Ukraine*, Kyiv. Iss. 2 (61), pp. 18–30.
- Bisyk S.P., Davydovskiy L.S., Chepkov I.B., et al. (2016). Theoretical evaluation of mine resistance of multipurpose tactical vehicle Kozak2. *Weapons and military equipment*, no. 1(9), pp. 26–31. doi: [10.34169/2414-0651.2016.1\(9\).26-31](https://doi.org/10.34169/2414-0651.2016.1(9).26-31)
- Shahravi S., Rezvani M.J., Jahan A. (2019). Multi-response Optimization of Grooved Circular Tubes Filled with Polyurethane Foam as Energy Absorber. *Journal of Optimization in Industrial Engineering*, no. 12 (1), pp. 133–149.
- Davydov's'kyi L.S., Bisyk S.P., Chepkov I.B. et al. (2020). Alternatives of Energy Absorption Element Design Parameters for an Armored Combat Vehicle Seat Under Explosive Loading. *Strength Mater.* <https://doi.org/10.1007/s11223-020-00140-7>
- Chepkov I. B., Lapitsky S. V., Kuchinskiy A. V., Kuchinska O. B., Zirka M. V., Zvershkhovskiy I. V., Hurnovich A. V., Dokuchaev O. V., Andriyenko A. M., Oliarnik B. O. (2024). Experimental Studies on the Effect of Destructive Reagents on Metal Structural Elements. *Powder metallurgy industry and managerial economics*. vol. 63, pp.117–122. <https://link.springer.com/article/10.1007/s11106-024-00443-3>
- Чепков І. Б. Роль та місце матеріалознавства у створенні новітнього озброєння та військової техніки Збройних Сил України. *Вісник Національної академії наук України*. 2023. № 6. С. 73–83. DOI: 10.15407/visn2023.06.073
- Chepkov I. B., Hurnovych A. V., Lapyts'kyi S. V., Oliiarnyk B. O., Trofymenko V. H., Maistrenko O. A. (2020). Method of Conversion for the Ballistic Coefficient of Bullets. *Strength of Materials*. Volume 52, pp. 419–422. <https://doi.org/10.1007/s11223-020-00193-8>
- Грубель М. Г., Крайник Л. В., Хоменко В. П. Дослідження конструктивних особливостей та тактико-технічних характеристик бойових броньованих машин типу MRAP. *Системи озброєння і військова техніка*. Харків. 2018. № 1 (53). С. 7–19.
- Maystrenko A. L., Kushch V. I., Pashchenko E. A., Kulich V. G., Neshpor O. V., Bisyk S. P.. (2020). Ceramic Armour for Armoured Vehicles Against Large-Calibre Bullets. *Problemy Mechatroniki: uzbrojenie, lotnictwo, inzynieria bezpieczeŃstwa*. Vol. 11, no. 1 (39). Strony 9-16. DOI: 10.5604/01.3001.0014.0279
- Сливінський О.А., Бісик С. П., Чепков І.Б., Васківський М.І., Чернозубенко О.В. Проблеми виготовлення зварних бронекорпусів вітчизняних бойових броньованих машин. *Озброєння та військова техніка*. 2017. №4. С. 29-38. https://scholar.google.com/citations?view_op=view_citation&hl=ru&user=WqIer8gAAAAJ&cstart=20&pagesize=80&sortby=pubdate&citation_for_view=WqIer8gAAAAJ:hFOr9nPyWt4C
- Кривенко О. П., Лізунов П. П., Ворона Ю. В., Калашніков О. Б. Моделювання термопружних властивостей композитного матеріалу в задачах стійкості багатопарових оболонок. *Управління розвитком складних систем*. Київ, 2023. № 54. С. 77–89, dx.doi.org\10.32347/2412-9933.2023.54.77-89
- Баженов В. А., Кривенко О. П. *Стійкість і коливання пружних неоднорідних оболонок при термосилових навантаженнях*. Київ: Каравела. 2020. 187 с.
- Krivenko O. P., Lizunov P. P., Vorona Yu. V., Kalashnikov O. B. (2023). A Method for Analysis of Nonlinear Deformation, Buckling, and Vibrations of Thin Elastic Shells of an Inhomogeneous Structure. *Strength of Materials and Theory of Structures: Scientific-and-technical collected articles*. Kyiv: KNUBA. Issue 110, pp. 131–149.

16. Smirnova Y., Huriia I., Loboda P. (2021). Liquid phase fabrication technology of layered Ti/Al composite. *U.P.B. Scientific bulletin, Series B: Chemistry and Materials Science*. Vol. 83, iss. 4, pp. 273–282. URL: https://www.scientificbulletin.upb.ro/rev_docs_arhiva/rezb3b_447954.pdf
17. Сметанкіна Н. В., Місюра С. Ю., Місюра Є. Ю. Аналіз деформування шаруватих конструкцій аерокосмічної техніки при багатофакторному навантаженні. *Математичні проблеми технічної механіки – 2024 : матеріали міжнародної наукової конференції, 18-19, 22 квітня 2024 р. : тези допов.* Дніпро. 2024. 000С. 43–45. <http://repository.hneu.edu.ua/handle/123456789/32847>
18. Smetankina N., Ugrimov S., Kravchenko I., Ivchenko D. (2020). Simulating the process of a bird striking a rigid target. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing II. DSMIE 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham. pp. 711–721. https://doi.org/10.1007/978-3-030-22365-6_71
19. Шупиков А. Н., Бузько Я. П., Сметанкіна Н. В., Угримов С. В. *Нестационарные колебания многослойных пластин и оболочек и их оптимизация*. Харьков. ХНЭУ, 2004. 252с.
20. *Керамічні бронеплити – технологічна еволюція захисту*. Електронний ресурс. <https://balistyka.ua/articles/keramichni-broneplyty-tekhnologichna-evolyutsiya-zakhystu>. 01.07.2024
21. Бурлаєнко В. М., Львов Г. І., Дімітрова–Бурлаєнко С. Д. Дослідження стійкості метал-матричних композитних балок змінного поперечного перерізу з аксіальноградієнтним армуванням. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Машинознавство та САПР*. 2025. №2. С. 26–34. DOI:<https://doi.org/10.20998/2079-0775.2025.2.04>
22. Burlayenko V. N., Kouhia R., Dimitrova S. D. (2024). Free vibration analysis of curvilinearly tapered axially functionally graded material beams. *Applied Sciences*. <https://doi.org/10.3390/app14156446>
23. Burlayenko V. N., Kouhia R., Dimitrova S. D. (2024). Free vibration analysis of curvilinearly tapered axially functionally graded material beams. *Applied Sciences*, vol. 14, no. 15, pp. 6446. <https://doi.org/10.3390/app14156446>
24. Altenbach H., Altenbach J., Kissing W. (2018). *Mechanics of Composite Structural Elements*, 2nd edn. Springer, Singapore
25. Tkachuk M., Tkachuk A. (2024). Large deformation of cable networks with fiber sliding as a second-order cone programming. *International Journal of Solids and Structures*, vol. 298, pp. 112848. <https://doi.org/10.1016/j.ijsolstr.2024.112848>
26. Kanno Y. *Nonsmooth Mechanics and Convex Optimization*. 9781420094244, CRC Press (2011). URL <https://books.google.se/books?id=52XMBQAAQBAJ>
27. Ткачук М. М. Принцип мінімуму додаткової енергії для кабельних мереж відносно векторної змінної сили. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Машинознавство та САПР*. 2022. №1. С. 85–90. doi: 10.20998/2079-0775.2022.1.09
28. Tkachuk M., Linder C. (2012). The maximal advance path constraint for the homogenization of materials with random network microstructure. *Phil. Mag.* 92 (22). P. 2779–2808. DOI: 10.1080/14786435.2012.675090
29. Kanno Y., Ohsaki M. (2006). Contact analysis of cable networks by using second-order cone programming. *SIAM J. Sci. Comput.* vol. 27 (6), pp. 2032–2052. <https://doi.org/10.1137/S106482750343194>
30. Negi V., Picu R. C. (2019). Mechanical behavior of cross-linked random fiber networks with inter-fiber adhesion. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*. vol. 122, pp. 418–434. <https://doi.org/10.1016/j.ijsolstr.2019.11.003>
31. Tkachuk M. M. (2022). Elastic Homogenization of Materials with Composite Network Structures. Springer Nature link. Published: 10 June 2022 Volume 263, pages 104–119, DOI:10.1007/s10958-022-05910-z
32. Ткачук М. М. Метод пружної гомогенізації бімодальних мереж. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Машинознавство та САПР*. 2019. № 7. С. 107–115. <https://doi.org/10.20998/2079-0775.2019.7.17>

References (transliterated)

1. Tkachuk M.A., Hrabovskyi A.V., Tkachuk M.M., Vasyliiev A.Yu., Koba A. M., Trotsenko V.V., Kyslytsia D. V., Nabokov A. V., Loznyi O. S., Rikunov O. M., Shatalov O. Ye. Metodolohiia proiektnykh doslidzhen bronekorpusiv lehkobronovanykh mashyn iz netradytsiinykh, poverkhnevo zmitsnenykh materialiv ta kompozytsii. [Project research methodology armored hulls of lightly armored vehicles from unconventional, surface-strengthened materials and compositions]. *Visnyk NTU «KhPI». Serii: Mashynoznavstvo ta SAPR*, 2026, no.1, pp. 133–151. doi: 10.20998/2079-0775.2026.1.13
2. Hrabovskyi A.V., Tkachuk M.M., Vasyliiev A.Yu., Tkachuk M.A., Koba A. M., Karpov V. O., Trotsenko V.V., Bohach A.S., Nabokov A.V., Solovei V.Yu., Rikunov O.M. Zabezpechennia pidvyshchenykh taktyko-tekhnichnykh kharakterystyk lehkobronovanykh mashyn na osnovi vyznachennia dynamichnoi mitsnosti bronekorpusiv iz homohennykh ta kompozytsiinykh materialiv [Ensuring increased tactical and technical characteristics of lightly armored vehicles based on determining the dynamic strength of armored hulls made of homogeneous and composite materials]. *Visnyk NTU «KhPI». Serii: Mashynoznavstvo ta SAPR*, 2025, no.1, pp. 27–46. doi: 10.20998/2079-0775.2025.1.04
3. Davydovskiy L., Bisyk S. (2016). Formation of requirements for anti-mine energy-absorbing seats of armored combat vehicles. *Collection of Sciences. Proceedings of the Central Research Institute of Weapons and Military Equipment of the Armed Forces of Ukraine*, Kyiv. Iss. 2 (61), pp. 18–30.
4. Bisyk S.P., Davydovskiy L.S., Chepkov I.B., et al. (2016). Theoretical evaluation of mine resistance of multipurpose tactical vehicle Kozak2. *Weapons and military equipment*, no. 1(9), pp. 26–31. doi: [10.34169/2414-0651.2016.1\(9\).26-31](https://doi.org/10.34169/2414-0651.2016.1(9).26-31)
5. Shahravi S., Rezvani M.J., Jahan A. (2019). Multi-response Optimization of Grooved Circular Tubes Filled with Polyurethane Foam as Energy Absorber. *Journal of Optimization in Industrial Engineering*, no. 12 (1), pp. 133–149.

6. Davydovs'kyi L.S., Bisyk S.P., Chepkov I.B. et al. (2020). Alternatives of Energy Absorption Element Design Parameters for an Armored Combat Vehicle Seat Under Explosive Loading. *Strength Mater.* <https://doi.org/10.1007/s11223-020-00140-7>
7. Chepkov I. B., Lapitsky S. V., Kuchinskiy A. V., Kuchinska O. B., Zirka M. V., Zvershkhovskiy I. V., Hurnovich A. V., Dokuchaev O. V., Andriyenko A. M., Oliarnik B. O. (2024). Experimental Studies on the Effect of Destructive Reagents on Metal Structural Elements. *Powder metallurgy industry and managerial economics.* vol. 63, pp.117–122. <https://link.springer.com/article/10.1007/s11106-024-00443-3>
8. Chepkov I. B. Rol ta mistse materialoznavstva u stvorenni novitnoho ozbroiennia ta viiskovoi tekhniki Zbroinykh Syl Ukrainy. [The role and place of materials science in the creation of modern weapons and military equipment of the Armed Forces of Ukraine]. *Visnik Nacionalnoi akademii nauk Ukraini*, 2023, no. 6, pp. 73–83. DOI: 10.15407/visn2023.06.073
9. Chepkov I. B., Hurnovych A. V., Lapyts'kyi S. V., Oliarnyk B. O., Trofymenko V. H., Maistrenko O. A. Method of Conversion for the Ballistic Coefficient of Bullets. *Strength of Materials*, 2020, Volume 52, pp. 419–422. <https://doi.org/10.1007/s11223-020-00193-8>
10. Hrubel M. H., Krainyk L. V., Khomenko V. P. Doslidzhennia konstruktyvnykh osoblyvostei ta taktyko-tekhnichnykh kharakterystyk boiovykh bronovanykh mashyn typu MRAP [Research into the design features and tactical and technical characteristics of MRAP armored combat vehicles]. *Systemy ozbroiennia i viiskova tekhnika.* Kharkiv, 2018, no. 1 (53), pp. 7–19.
11. Maystrenko A. L., Kushch V. I., Pashchenko E. A., Kulich V. G., Neshpor O. V., Bisyk S. P.. (2020). Ceramic Armour for Armoured Vehicles Against Large-Calibre Bullets. *Problemy Mechatroniki: uzbrojenie, lotnictwo, inzynieria bezpieczenstwa.* Vol. 11, no. 1 (39). Strony 9-16. DOI: [10.5604/01.3001.0014.0279](https://doi.org/10.5604/01.3001.0014.0279)
12. Slyvynskiy O. A., Bisyk S. P., Chepkov I. B., Vaskivskiy M. I., Chernozubenko O. V. Problemy vyhotovlennia zvarnykh bronekorpusiv vitchyznianykh boiovykh bronovanykh mashyn [Problems of manufacturing welded armored hulls of domestic armored combat vehicles]. *Ozbroiennia i viiskova tekhnika*, 2017, no.4, pp. 29–38. https://scholar.google.com/citations?view_op=view_citation&hl=ru&user=WqJr8gAAAAJ&scstart=20&pagesize=80&sortby=pubdate&citation_for_view=WqJr8gAAAAJ:hFO9nPyWt4C
13. Kryvenko O. P., Lizunov P. P., Vorona Yu. V., Kalashnikov O. B. Modeliuvannia termopruznykh vlastyvostei kompozytnoho materialu v zadakhakh stiikosti bahatosharovykh obolonok [Modeling thermoelastic properties of composite materials in stability problems of multilayer shells. Management of complex systems development]. *Upravlinnia rozvytkom skladnykh system.* Kyiv, 2023, no. 54, pp. 77–89. [dx.doi.org/10.32347/2412-9933.2023.54.77-89](https://doi.org/10.32347/2412-9933.2023.54.77-89)
14. Bazhenov V. A., Kryvenko O. P. *Stiikist i kolyvannia pruznykh neodnorodnykh obolonok pry termosylovykh navantazhenniakh* [Stability and oscillations of elastic inhomogeneous shells under thermal force loads]. Kyiv: Karavela, 2020. 187 p.
15. Krivenko O. P., Lizunov P. P., Vorona Yu. V., Kalashnikov O. B. (2023). A Method for Analysis of Nonlinear Deformation, Buckling, and Vibrations of Thin Elastic Shells of an Inhomogeneous Structure. *Strength of Materials and Theory of Structures: Scientific-and-technical collected articles.* Kyiv: KNUBA. Issue 110, pp. 131–149.
16. Smirnova Y., Huriia I., Loboda P. (2021). Liquid phase fabrication technology of layered Ti/Al composite. U.P.B. *Scientific bulletin, Series B: Chemistry and Materials Science.* Vol. 83, iss. 4, pp. 273–282. URL: https://www.scientificbulletin.upb.ro/rev_docs_arhiva/rezb3b_447954.pdf
17. Smetankina N. V., Misiura S.Yu., Misiura Ye.Yu. Analiz deformuvannia sharuvatykh konstruktivni aerokosmichnoi tekhniki pry bahatofaktornomu navantazhenni [Analysis of deformation of layered aerospace structures under multifactor loading]. *Matematychni problemy tekhnichnoi mekhaniky – 2024 : materialy mizhnarodnoi naukovoï konferentsii*, 18-19, 22 kvitnia 2024 r. : tezy dopov. Dnipro, 2024, pp. 43–45. <http://repository.hneu.edu.ua/handle/123456789/32847>
18. Smetankina N., Ugrimov S., Kravchenko I., Ivchenko D. (2020). Simulating the process of a bird striking a rigid target. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing II. DSMIE 2019.* Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. pp. 711–721. https://doi.org/10.1007/978-3-030-22365-6_71
19. Shupykov A. N., Buzko Ya. P., Smetankyna N. V., Uhrymov S. V. *Nestatsyonaurnye kolebaniya mnohosloinnykh plastyn y obolochek y ykh optymyziatsiya* [Unsteady vibrations of multilayer plates and shells and their optimization]. Kharkov. KhNĖU, 2004. 252p.
20. Keramichni broneplyty – tekhnolohichna evoliutsiia zakhystu [Ceramic armor plates – technological evolution of protection Ceramic armor plates – technological evolution of protection]. Elektronnyi resurs. <https://balistyka.ua/articles/keramichni-broneplyty-tekhnolohichna-evolyutsiya-zakhystu.01.07.2024>
21. Burlaienko V. M., Lvov H. I., Dimitrova–Burlaienko S. D. Doslidzhennia stiikosti metal-matrychnykh kompozytnykh balok zminnoho poperechnoho pererizu z aksialnohradientnym armuvanniam [Study of the stability of metal-matrix composite beams of variable cross-section with axial gradient reinforcement]. *Visnyk NTU «KhPI». Serii: Mashynoznavstvo ta SAPR*, 2025, no. 2, pp. 26–34. DOI:<https://doi.org/10.20998/2079-0775.2025.2.04>
22. Burlayenko V. N., Kouhia R., Dimitrova S. D. (2024). [Free vibration analysis of curvilinearly tapered axially functionally graded material beams.](https://doi.org/10.3390/app14156446) *Applied Sciences.* <https://doi.org/10.3390/app14156446>
23. Burlayenko V. N., Kouhia R., Dimitrova S. D. (2024). Free vibration analysis of curvilinearly tapered axially functionally graded material beams. *Applied Sciences*, vol. 14, no. 15, pp. 6446. <https://doi.org/10.3390/app14156446>
24. Altenbach H., Altenbach J., Kissing W. (2018). *Mechanics of Composite Structural Elements*, 2nd edn. Springer, Singapore
25. Tkachuk M., Tkachuk A. (2024). Large deformation of cable networks with fiber sliding as a second-order cone programming. *International Journal of Solids and*

- Structures*, vol. 298, pp. 112848. <https://doi.org/10.1016/j.ijsolstr.2024.112848>
26. Kanno Y. *Nonsmooth Mechanics and Convex Optimization*. 9781420094244, CRC Press (2011). URL <https://books.google.se/books?id=52XMBQAAQBAJ>.
 25. Tkachuk M., Tkachuk A. Large deformation of cable networks with fiber sliding as a second-order cone programming. *International Journal of Solids and Structures*, 2024, Vol. 298, pp. 112848/ <https://doi.org/10.1016/j.ijsolstr.2024.112848>
 26. Kanno Y. *Nonsmooth Mechanics and Convex Optimization*. 9781420094244, CRC Press (2011). URL <https://books.google.se/books?id=52XMBQAAQBAJ>
 27. Tkachuk M. Pryntsyp minimumu dodatkovoi enerhii dlia kabelnykh merezh vidnosno vektornoї zminnoi syly [Complementary energy principle for cable networks in terms of force vector variable]. *Visnyk NTU «KhPI». Seriya: Mashynoznavstvo ta SAPR*. 2022, no. 1, pp. 85–90. doi: 10.20998/2079-0775.2022.1.09
 28. Tkachuk M., Linder C. (2012). The maximal advance path constraint for the homogenization of materials with random network microstructure. *Phil. Mag.* 92 (22). P. 2779–2808. DOI: [10.1080/14786435.2012.675090](https://doi.org/10.1080/14786435.2012.675090)
 29. Kanno Y., Ohsaki M. (2006). Contact analysis of cable networks by using second-order cone programming. *SIAM J. Sci. Comput.* vol. 27 (6), pp. 2032–2052. <https://doi.org/10.1137/S106482750343194>
 30. Negi V., Picu R. C. (2019). Mechanical behavior of cross-linked random fiber networks with inter-fiber adhesion. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*. vol. 122, pp. 418–434. <https://doi.org/10.1016/j.ijsolstr.2019.11.003>
 31. Tkachuk M. M. (2022). Elastic Homogenization of Materials with Composite Network Structures. Springer Nature link. Published: 10 June 2022 Volume 263, pages 104–119, DOI: [10.1007/s10958-022-05910-z](https://doi.org/10.1007/s10958-022-05910-z)
 32. Tkachuk M. M. (2019). Metod pruzhnoi homohenzatsii bimodalnykh merezh [Method of elastic homogenization of bimodal networks]. *Visnyk NTU «KhPI». Seriya: Mashynoznavstvo ta SAPR*, no. 7, pp. 107–115. <https://doi.org/10.20998/2079-0775.2019.7.17>.

Надійшла (received) 29.04.2026

Стаття прийнята до друку 20.05.2026

Опублікована 29.05.2026

Відомості про авторів / About the Authors

Грабовський Андрій Володимирович / Grabovskiy Andrey – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; доктор технічних наук, професор, провідний науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; м. Харків, Україна; тел.: +380502881027; e-mail: andrej8383@gmail.com; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6116-0572>

Ткачук Ганна Володимирівна / Tkachuk Ganna – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, старший науковий співробітник кафедри «Інформаційні технології та системи колісних і гусеничних машин ім. О. О. Морозова», Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; e-mail: TkachuckAV@tmm-sapr.org; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0435-1847>

Васильєв Антон Юрійович / Vasiliev Anton – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; кандидат технічних наук, старший науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; м. Харків, Україна; тел.: +380675793843; e-mail: AVasiliev@tmm-sapr.org; ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-8106-0950>

Ткачук Микола Анатолійович / Tkachuk Mykola A. – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; доктор технічних наук, професор, професор кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; м. Харків, Україна; тел.: +380667146697; e-mail: tma@tmm-sapr.org; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4174-8213>

Коба Андрій Миколайович / Koba Andrii – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; м. Харків, Україна; тел.: +380996203009; e-mail: a.skoba89@gmail.com; ORCID: <https://orcid.org/0009-0006-0162-9208>

Набоков Анатолій Володимирович / Nabokov Anatoliy – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; м. Харків, Україна; e-mail: avnabokov@gmail.com

Цимбал Ганна Іванівна / Tsybal Hanna – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; провідний інженер кафедри інформаційних технологій та систем колісних і гусеничних машин імені О.О. Морозова, м. Харків, Україна; e-mail: tma@tmm-sapr.org

Карпов Вадим Олегович / Karпов Vadym – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна, доктор філософії, старший викладач кафедри «Інформаційні технології і системи колісних та гусеничних машин імені О. О. Морозова; м. Харків, Україна; e-mail: tma@tmm-sapr.org; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7851-2458>

Рікунов Олег Миколайович / Rikunov Oleg – полковник, кандидат технічних наук, доцент, Національна академія Національної гвардії України, заступник начальника кафедри «Управління логістикою» ННІ ПКК; м. Харків, Україна; тел.: +380667146697; e-mail: rikunov317@ukr.net; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7581-7531>

Богач Андрій Станіславович / Bohach Andrii – кандидат технічних наук, командир самохідного артилерійського дивізіону військової частини А 4010, Україна; e-mail: bogach@tmm-sapr.org; ORCID: <https://orcid.org/0009-0008-0359-3450>

I. П. ГРЕЧКА

АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД ІСНУЮЧИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ГІДРООБ'ЄМНИХ ПЕРЕДАЧ ТА ІНШИХ ЕЛЕМЕНТІВ БОЙОВИХ БРОНЬОВАНИХ МАШИН (ОГЛЯДОВА СТАТТЯ)

У статті розглянуто сучасний стан досліджень гідрооб'ємних та гідрооб'ємно-механічних передач, які є ключовими елементами трансмісії транспортних і бойових машин. Показано, що їх застосування забезпечує безступінчасте регулювання швидкості, високі тягові характеристики та ефективний розподіл потужності. Проведений аналіз літературних джерел свідчить, що основна увага науковців зосереджена на розробці математичних моделей, підвищенні енергоефективності та оптимізації конструктивних параметрів передач. Особливу увагу приділено поєднанню робочі характеристики гідропередач, тоді як експериментальні дослідження забезпечують верифікацію моделей і уточнення їх параметрів. Для аналізу напружено-деформованого стану найбільш навантажених елементів широко застосовується метод скінченних елементів, що дає змогу враховувати складні контактні та нелінійні явища. Узагальнення результатів показує, що сучасні дослідження спрямовані на створення комплексних багатопараметричних моделей, які враховують взаємодію різних фізичних процесів. Водночас залишаються актуальними задачі підвищення адекватності моделей при складному навантаженні, урахування контактних явищ та розробки інтегрованих методик проектування. Запропоновані підходи створюють основу для підвищення ефективності, надійності та довговічності гідрооб'ємних передач і бойових машин у цілому.

Ключові слова: гідрооб'ємна передача; гідрооб'ємно-механічна трансмісія; напружено-деформований стан; метод скінченних елементів; математичне моделювання; експериментальні дослідження; бойові броньовані машини; надійність; енергоефективність

I. HRECHKA

ANALYTICAL REVIEW OF EXISTING RESEARCH ON HYDROVOLUME TRANSMISSIONS AND OTHER ELEMENTS OF ARMORED COMBAT VEHICLES (REVIEW ARTICLE)

The paper considers the current state of research on hydrostatic and hydrostatic-mechanical transmissions, which are key components of modern transport and military vehicle drivetrains. It is shown that their application ensures continuously variable speed control, high tractive performance, and efficient power distribution. The analysis of scientific literature demonstrates that the main focus of researchers is on the development of mathematical models, improvement of energy efficiency, and optimization of design parameters of such transmissions. Particular attention is paid to the integration of numerical and experimental research methods. It is noted that mathematical modeling enables the prediction of operational characteristics of hydrostatic transmissions, while experimental studies provide verification and refinement of these models. The finite element method is widely used to analyze the stress-strain state of the most heavily loaded components, allowing for consideration of complex contact interactions and nonlinear effects. The paper summarizes the results of studies on contact interaction of transmission elements, as well as the influence of geometric parameters and material properties on strength, durability, and reliability. The importance of accounting for elastic-plastic deformation in contact zones is emphasized, as it significantly affects the service life of transmissions, especially in tank drivetrains. Additionally, research on other components of armored vehicles, such as hulls and suspension systems, is reviewed with the application of numerical analysis and experimental techniques. Special attention is given to diagnostics and technical condition assessment of hydraulic systems and diesel engines equipped with hydraulic transmissions. Approaches for determining effective power as an integral indicator of the power unit condition are proposed, enabling the detection of hidden faults without disassembly. The generalization of results indicates that modern research is aimed at developing comprehensive multiparametric models that account for the interaction of various physical processes. At the same time, challenges remain related to improving model adequacy under complex loading conditions, accounting for contact phenomena, and developing integrated design methodologies. The proposed approaches form the basis for improving efficiency, reliability, and durability of hydrostatic transmissions and armored vehicles as a whole.

Keywords: hydrostatic transmission; hydro-mechanical transmission; stress-strain state; finite element method; mathematical modeling; experimental research; armored combat vehicles; reliability; energy efficiency

Вступ. Гідрооб'ємні та гідрооб'ємно-механічні передачі є важливими елементами трансмісії сучасних транспортних і бойових машин, що забезпечують безступінчасте регулювання швидкості та високі тягові характеристики. Аналіз сучасних досліджень свідчить, що основна увага приділяється питанням математичного моделювання, підвищення ефективності, а також оптимізації конструктивних схем таких передач [1].

У роботах вітчизняних науковців розглянуто різні структурні та кінематичні схеми гідрооб'ємно-механічних трансмісій, зокрема із

застосуванням планетарних механізмів та диференціальних схем. Визначено основні параметри таких передач та встановлено взаємозв'язок між гідравлічною і механічною гілками трансмісії [2].

Сучасні дослідження також акцентують увагу на впливі експлуатаційних факторів (тиск, температура, кавітація, втрати енергії) на ефективність роботи гідрооб'ємних передач, що зумовлює необхідність створення більш досконалих математичних моделей та методів

© I. П. Гречка, 2026

проектування [1].

Виклад основного матеріалу. Чисельне та експериментальне моделювання гідрооб'ємних передач. Важливим напрямом є поєднання чисельних та експериментальних методів дослідження. У роботах показано, що застосування математичних моделей дає можливість прогнозувати робочі характеристики передач, тоді як експериментальні дослідження забезпечують верифікацію цих моделей [3].

Зокрема, експериментальні дослідження гідрооб'ємних передач включають: стендові випробування; повний факторний експеримент; аналіз температурних режимів і втрат потужності [3].

Для підвищення точності моделювання широко застосовується метод скінченних елементів (FEM), який дає можливість досліджувати напружено-деформований стан (НДС) складних елементів передач ще на етапі проектування [4].

Дослідження напружено-деформованого стану елементів гідропередач. Одним із ключових напрямів є аналіз НДС найбільш навантажених елементів гідрооб'ємних передач, зокрема блока циліндрів, кулькових поршнів та бігових доріжок.

У сучасних роботах досліджується: контактна взаємодія елементів; вплив геометричних параметрів; роль властивостей матеріалів і поверхневих шарів [5].

Установлено, що варіювання форми контактних поверхонь та механічних характеристик матеріалів суттєво впливає на напруження, довговічність і несучу здатність передач. Це дає можливість формувати бази даних параметрів і розв'язувати задачі синтезу конструкцій [5].

У роботах також підкреслюється важливість урахування пружно-пластичних деформацій у контактних зонах, що визначають ресурс і надійність гідропередач танкових трансмісій [6].

Дослідження гідрооб'ємних передач у складі танкових трансмісій. Особливу увагу приділено дослідженням гідрооб'ємних передач як складових танкових трансмісій. Встановлено, що для обґрунтування конструктивних рішень необхідно здійснювати комплексні розрахунково-експериментальні дослідження їхніх найбільш навантажених елементів [4].

Такі дослідження включають: чисельне моделювання НДС; експериментальні методи (зокрема голографічна інтерферометрія); порівняння результатів для уточнення моделей [4].

Результати свідчать, що правильний вибір параметрів скінченно-елементних моделей дає можливість забезпечити високу точність визначення напружень і деформацій, що є критично важливим для бойових машин [4].

Дослідження інших елементів бойових броньованих машин (ББМ). Окрім гідрооб'ємних передач, значна кількість досліджень присвячена іншим елементам бойових машин, зокрема

корпусам, підвіскам та силовим елементам.

Так, при проектуванні броньованих корпусів застосовуються: методи скінченно-елементного аналізу; експериментальні дослідження динамічних характеристик; визначення власних частот і форм коливань [7].

Ці дослідження спрямовані на забезпечення: міцності та жорсткості конструкцій; стійкості до ударних і вібраційних навантажень; довговічності елементів [7].

Діагностика та надійність гідравлічних систем. Окремий напрям становлять дослідження надійності та діагностики гідравлічних передач. У роботах розглянуто: методи прогнозування ресурсу; системи технічної діагностики; використання віброакустичних сигналів для контролю стану.

Це дає можливість підвищити ефективність експлуатації техніки та зменшити витрати на її обслуговування.

Узагальнення та проблемні питання. Аналіз літературних джерел свідчить, що сучасні дослідження гідрооб'ємних передач та елементів ББМ характеризуються такими особливостями: активне використання математичного та комп'ютерного моделювання; широке застосування методу скінченних елементів; поєднання чисельних і експериментальних досліджень; орієнтація на підвищення міцності, надійності та ефективності.

Разом із тим залишаються актуальними такі проблеми: недостатня адекватність моделей при багатоконпонентному навантаженні; складність урахування нелінійних і контактних явищ; потреба у створенні інтегрованих методик проектування.

Сучасні міжнародні дослідження гідрооб'ємних передач демонструють активний розвиток у напрямках математичного моделювання, підвищення енергоефективності та інтелектуального керування системами. Зокрема, у роботах [8] показано, що ефективність гідростатичних трансмісій суттєво залежить від режимів роботи, параметрів системи та методів керування, а також потребує врахування нелінійних процесів. Дослідження [9] підтверджують важливість таких передач для підвищення мобільності військових та безпілотних машин. Разом із тим, робота [10] демонструє значний прогрес у створенні комбінованих гідромеханічних трансмісій та методів їх чисельного аналізу.

Основною метою роботи [11] є визначення узагальненого показника енергетичної ефективності робочого циклу дизельного двигуна, який враховує комплексний вплив термодинамічних, механічних та гідродинамічних втрат, що виникають під час його роботи. Запропонований показник дає змогу оцінити зміни в роботі дизельного двигуна, спричинені зниженням його теплового ККД через погіршення процесу згоряння паливної суміші, збільшенням механічних втрат, спричинених поступовим зносом деталей, а також появою додаткових

несправностей у його системах та вузлах, що впливають на загальну роботу двигуна. Для досягнення цієї мети, на основі результатів експериментальних досліджень, пропонуємо метод визначення ефективної потужності дизельних двигунів тепловозів ТГМ4 та ТГМ6–А з гідравлічною передачею УГП750–1200ПР, який є інтегральним показником, що характеризує їх технічний стан та дає можливість оцінити якість ремонту. На основі експериментальних досліджень розроблено метод визначення ефективної потужності тепловозів із гідравлічною передачею УГП750–1200ПР під час короткочасного навантаження пусковим гідротрансформатором у режимі «розгону» турбінного колеса. Метод базується на вимірюванні частоти обертання колінчастого вала дизеля та тиску наддувного повітря. Обробка експериментальних даних дала можливість запропонувати метод оцінки ефективної потужності дизельного двигуна як інтегрального показника його технічного стану. Ця методологія дає можливість визначити якість ремонту тепловозів ТГМ4 та ТГМ6–А з гідравлічною передачею УГП750–1200ПР, виявляти приховані несправності, оцінювати загальний технічний стан дизельного двигуна без розбирання та визначити необхідність ремонту або коригування параметрів. У роботі розроблено методи діагностики силових установок тепловозів із гідравлічною передачею та визначення діагностичних параметрів, що характеризують їх технічний стан. Використання запропонованої методології для визначення ефективної потужності тепловозів із гідравлічною передачею УГП750–1200ПР дає можливість виявляти приховані несправності, оцінювати загальний технічний стан дизельного двигуна без його розбирання та визначення необхідності ремонту або коригування параметрів.

Сучасні дослідження гідрооб'ємних передач та елементів ББМ базуються на поєднанні фундаментальних положень динаміки транспортних засобів, методів математичного моделювання та сучасних чисельних підходів [12–16]. Значний внесок у розвиток цього напрямку зробили представники наукової школи НТУ «ХП», зокрема Є. Є. Олександров та Д. О. Волонцевич, а також їхні послідовники [17–21].

У працях Александрова Є.Є. сформульовано фундаментальні положення теорії руху транспортно-тягових колісних і гусеничних машин, розроблено математичні моделі динаміки руху та досліджено вплив параметрів трансмісії на тягові характеристики і рухливість техніки [12, 13]. Запропоновані підходи дають можливість аналізувати розподіл потужності, втрати енергії та режими роботи трансмісії, що створює теоретичну основу для дослідження гідрооб'ємних передач у складі бойових машин [14–16].

У роботах Волонцевича Д. О. [22, 23] розглянуто широкий спектр задач, пов'язаних із дослідженням трансмісій ББМ, зокрема

електромеханічних та гідромеханічних передач, а також динаміки їх руху. Значна увага приділяється моделюванню процесів руху, аналізу динамічних характеристик і підвищенню ефективності функціонування цих бойових машин. Запропоновані підходи дозволяють оцінювати вплив параметрів трансмісій на рухливість, керованість і тактико-технічні характеристики техніки, що є важливим для сучасного етапу розвитку бронетанкобудування.

Зокрема у роботі [24] запропоновано спосіб підвищення допустимої швидкості руху для ведення вогню з ходу при русі бойових машин по пересіченій місцевості шляхом зменшення поздовжньо-кутових коливань корпусу за рахунок автоматично керованих поздовжніх прискорень. Наведено результати чисельного експерименту, які ілюструють ефективність застосування запропонованого способу на прикладі танка Т-80УД.

Подальший розвиток цих ідей отримав у роботах Волонцевича Д.О., де досліджуються електромеханічні, гідромеханічні та гібридні трансмісії бойових броньованих машин [17–19]. У цих роботах запропоновано методи визначення тягового балансу, оцінювання енергетичної ефективності та обґрунтування параметрів приводів, а також підходи до створення цифрових моделей складних технічних систем [20, 21].

Питання аналізу НДС елементів гідрооб'ємних передач висвітлено у працях, присвячених розрахунково-експериментальному дослідженню гідропередач та чисельному моделюванню їхніх елементів [4, 25–29]. У цих роботах метод скінченних елементів застосовано для оцінювання напружень і деформацій у блоках циліндрів, робочих каналах і контактних зонах, що дає можливість враховувати складний характер навантаження, включаючи дію гідростатичного тиску та контактні взаємодії.

У роботах М. С. Ярмач та М. А. Ткачук досліджено питання параметричного синтезу елементів машин та оптимізації їх геометричних і експлуатаційних параметрів [30–32]. Показано, що використання параметричних моделей дає можливість підвищити точність прогнозування НДС та забезпечити обґрунтований вибір конструктивних рішень.

Роботи В. Г. Мартиненка та О. В. Веретельника присвячені дослідженню динамічних процесів у елементах машин та аналізу їх надійності [33–35]. У цих роботах розглянуто вплив змінних навантажень і контактної взаємодії на довговічність конструкцій.

Подальший розвиток методів математичного та комп'ютерного моделювання відображено у працях [36–38]. У цих роботах розглянуто нелінійні задачі механіки, контактну взаємодію та багатofакторні навантаження, що є характерними для елементів гідрооб'ємних передач.

Сучасні міжнародні дослідження підтверджують необхідність комплексного підходу до аналізу гідрооб'ємних передач, який включає поєднання чисельного моделювання, експериментальних досліджень і оптимізаційних

методів [8, 9, 39]. Особлива увага приділяється підвищенню енергоефективності, надійності та адаптивності гідравлічних систем.

Таким чином, аналіз літератури свідчить, що сучасні дослідження гідрооб'ємних передач та елементів ББМ характеризуються переходом до багатопараметричних нелінійних моделей, що враховують взаємодію різних фізичних процесів [21, 37, 39]. Разом із тим залишаються актуальними задачі підвищення адекватності моделей при складному багатоконпонентному навантаженні, урахування контактної взаємодії та розробки інтегрованих методик проектування, що й визначає напрям подальших досліджень.

У роботах [40–45] наведено результати експериментального дослідження гідрооб'ємної передачі, що є складовою гідрооб'ємно-механічної трансмісії трактора, а також виконано їх порівняння з результатами теоретичних розрахунків, отриманих на основі розробленої математичної моделі. Обґрунтовано методику проведення експериментів і сформульовано висновки щодо причин виявлених закономірностей зміни досліджуваних параметрів. Описано експериментальний стенд і подано характеристику математичної моделі, використаної для теоретичного аналізу.

Висновки. Існуючі дослідження гідрооб'ємних передач та елементів бойових броньованих машин охоплюють широкий спектр задач – від аналізу конструкцій і розробки математичних моделей до експериментальної перевірки та оптимізації параметрів. Основною тенденцією є перехід до комплексних підходів, що поєднують чисельне моделювання, експериментальні методи та параметричний синтез конструкцій, що дає можливість підвищити точність прогнозування їх роботи та обґрунтовано вибирати конструктивні рішення.

Список літератури

- Demianets S. Analysis of research methods and applications of hydromechanical transmissions in military vehicles; Research supervisor Olena Zinchenko ; lang. support supervisor Tetyana Sergejeva // An Innovative Model of Research Projects Aimed at the Integration of Ukraine into the European Scientific Space: book of abstr. an Annual Intern. PhD Conf., April 24, 2025 / National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute». – Electronic text data. – Kharkiv: NTU «KhPI», 2025. – P. 44–47. <https://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/93554>.
- Самородов В. Б., Бондаренко А. И. Basic parameters of hydrostatic-mechanical transmissions that work on the scheme "differential at the input". *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2012, 2(7(56)), 21–24. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2012.3753>.
- Самородов В. Б., Шевцов В. М. Результати експериментального дослідження гідрооб'ємної передачі. *Вісник Нац. техн. ун-ту «ХПІ»*: зб. наук. пр. Сер.: *Транспортне машинобудування*. – Харків: НТУ «ХПІ», 2017. – № 5 (1227). – С. 41–46. <https://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/33699>.
- Грабовський А. В., Третьак В. В., Волошина І. О., Ткачук М. М., Марусенко С. І., Сериков В. І., Гречка І. П., Ткачук Г. В., Зарубіна А. О., Васильєв А. Ю., Стаховський О. В. Розрахунково-експериментальні дослідження макету гідропередачі танкової трансмісії. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Сер.: *Машинознавство та САПР*: зб. наук. пр. – Харків: НТУ «ХПІ», 2022. – № 1. – С. 43–53. <https://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/60054>.
- Ткачук М. М., Гречка І. П., Сериков, В. І., Грабовський А. В., Вейлер В. С., Ткачук М. А., Льозний, О. С., Ткачук Г. В., Зарубіна А. О., Коба А. М. Аналіз напружено-деформованого стану контактуючих елементів гідропередач для перспективних танкових трансмісій за варіювання та збурення форми поверхонь та властивостей матеріалів тіл. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Сер.: *Машинознавство та САПР*: зб. наук. пр. – Харків: НТУ «ХПІ», 2024. – № 1. – С. 101–120. <https://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/83681>.
- Ткачук М. М., Гречка І. П., Грабовський А. В., Сериков В. І., Ткачук М. А., Васильєв А. Ю., Льозний О. С. Аналіз зв'язаних фізико-механічних процесів та станів і методів синтезу проектно-технологічних рішень елементів бойових броньованих машин. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: *Машинознавство та САПР*, 2024. – № 1. – С. 85–100. <https://doi.org/10.20998/2079-0775.2024.1.10>.
- Грабовський А. В., Васильєв А. Ю., Ткачук М. М., Волошина І. О., Льозний О. С., Ткачук М. А., Храмова І. Я., Кохановська О. В., Пелешко С. В., Набоков А. В., Троценко В. В. Бронекорпуси вітчизняних бронетранспортерів: комп'ютерне та макетне моделювання динамічних властивостей. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: *Машинознавство та САПР*, 2022. – № 1. – С. 28–42. <https://doi.org/10.20998/2079-0775.2020.1.03>.
- Fan Q., Zhang J., Li R., Fan T. Review of Research on Hydrostatic Transmission Systems and Control Strategies. *Processes*. 2025, №13(2), P. 317. <https://doi.org/10.3390/pr13020317>.
- Łopatka M. J., Cieřlik K., Krogul P., Muszyński T., Przybysz M., Rubiec A., Spadło K. Research on Terrain Mobility of UGV with Hydrostatic Wheel Drive and Slip Control Systems. *Energies*. 2023, №16(19), 6938; <https://doi.org/10.3390/en16196938>.
- Wu W., Luo J., Wei C., Liu H., Yuan S. Design and control of a hydro-mechanical transmission for all-terrain vehicle. *Mechanism and Machine Theory*. V. 154, 2020, 104052. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2020.104052>.
- Bodnar V. Y., Ochkasov O. B., Bodnar Y. B. Comprehensive Diagnostics of Diesel Locomotives with Hydraulic Transmission: Approaches and Methods. *Science and Transport Progress*, 2025. №2(110), P. 76–87. <https://doi.org/10.15802/stp2025/330872>.
- Александров Е. Е., Володцевич Д. О., Карпенко В. А., Лебедев А. Т., Перегон В. А., Самородов В. Б., Туренко А. Н. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин, – Харьков: ХГАДТУ, 2001. – 642 с.
- Александров Е. Е., Епифанов В. В., Медведев Н. Г.,

- Устиненко А. В. Тягово-скоростные характеристики быстроходных гусеничных и полноприводных колесных машин. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2007. – 124 с.
14. Volontsevich D., Hiep D. S. (2016). Modeling Curvilinear Motion of Tracked Vehicle with the Dual-Flux Electromechanical Turning Mechanism. *Mechanics, Materials Science and Engineering*, Vol. 3, P. 107–119. <https://doi.org/10.13140/RG.2.1.4361.8960>.
 15. Volontsevich D., Hiep D. S. (2015). Research of possibility of electromechanical turning mechanism creating for tracked vehicle as first step to hybrid transmission. *Machines. Technologies. Materials*. 9 (9), 55–59.
 16. Волонцевич Д. О., Веретенников Е. А., Костяник И. В., Яремченко А. С., Ефремова А. И., Карпов В. О. Выбор мощности электропривода легкобронированных гусеничных и колесных машин с использованием одно- или двухступенчатых механических редукторов [Электронный ресурс]. *Електротехніка і електромеханіка*. 2019. № 1. С. 29–34. http://nbuv.gov.ua/UJRN/elem_2019_1_7.
 17. Волонцевич Д.О., Кононов М., Лимар М. Розрахунок обрuntuвання модернізації трансмісії бронетранспортера БТР-80 шляхом встановлення двигуна ДОЙЦ. *Голова конференції: Сокол ЄІ (Україна). Співголови конференції: Торма А. (Угорщина), Раду СМ*, 2020 С. 63.
 18. Волонцевич Д. О., Ключка Р. В., Собко А. П., Стримовский С. В. Анализ режимов работы гибридной силовой установки с электромеханической трансмиссией на перспективном колесном бронетранспортере [Электронный ресурс]. *Інтегровані технології та енергозбереження*. 2018. № 4. С. 34–47. http://nbuv.gov.ua/UJRN/Itte_2018_4_6.
 19. Волонцевич Д. О., Воронцов С. М., Мормило Я. М., Яремченко А. С. Підвищення прохідності колісних машин та вирівнювання ресурсу агрегатів трансмісії шляхом введення статичного дисбалансу розподілу ваги між мостами [Електронний ресурс]. *Механіка та машинобудування*. 2015. № 1. С. 24–34. http://nbuv.gov.ua/UJRN/mekhmash_2015_1_4.
 20. Волонцевич Д. О., Веретенников Є. О. Синтез новых кинематических схем бортовых планетарных коробок передач основного танка на базе разробленных критеріів оцінки динамічності машини [Електронний ресурс]. *Військово-технічний збірник*. 2013. № 2. С. 3–8. http://nbuv.gov.ua/UJRN/vtzb_2013_2_3.
 21. Volontsevych D., Veretennikov I., Kostianyk I., Timucin V., Altinisik A. On the question of the rational distribution of power between the hydrostatic and hydrodynamic branches of the complex steering mechanism for the tracked vehicle. *Mathematical Modeling*. 2021, Vol. 5. Is. 1, P. 17–20.
 22. Волонцевич Д. О., Веретенников Е. А., Яремченко А. С. Сравнительная оценка динамичности перспективного колесного бронетранспортера с электромеханической трансмиссией / Информационні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: наук. вид.: тези доп. 26-ї міжнар. наук.-практ. конф. MicroCAD–2018, [16–18 травня 2018 р.] : у 4 ч. Ч. 1 / ред. С. І. Сокол. – Харків: НТУ «ХПІ», 2018. – С. 155. <https://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/38223>.
 23. Волонцевич Д. О., Костяник І. В., Камфенкель Д. І. Спосіб підвищення допустимої швидкості ведення вогню з ходу при русі бойових машин по пересіченій місцевості. *Механіка та машинобудування*. – 2011. – № 2. – С. 94-102. <https://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/18812>.
 24. Волонцевич Д. О., Мормило Я. М. К вопросу определения зоны нечувствительности самоблокирующихся межколесных дифференциалов с коэффициентом блокировки, зависящим от скорости относительного вращения колес. *Механіка та машинобудування*. – 2016. – № 1. – С. 30–35. <https://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/27541>.
 25. Аврунін Г. А., Мороз І. І., Коваль О. Д. Аналіз способів енергозбереження в гідроприводах мобільних машин. *Mechanics and Advanced Technologies*. 2025. Vol. 9, № 3(106). P. 281–289. [https://doi.org/10.20535/2521-1943.2025.9.3\(106\).333175](https://doi.org/10.20535/2521-1943.2025.9.3(106).333175).
 26. Аврунин Г. А., Мороз И. И. Анализ конструкций радиальнопоршневых гидромоторов многократного действия. *Промислова гідравліка і пневматика*. 2014. № 2. С. 35–45.
 27. Аврунін Г. А., Подригало М. А., Подригало Н. М., Мороз І. І. Дослідження динаміки трансмісії навантажувача з високомоментними ступеневорегульованими гідромотор-колесами [Електронний ресурс]. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія : Гідравлічні машини та гідроагрегати*. 2024. № 1. С. 28–37. http://nbuv.gov.ua/UJRN/vcpigmg_2024_1_6.
 28. Samorodov V., Avrunin G. Solution of the problem of calculating the leakage working fluid in eccentric gap of the ball piston pair hydraulic fluid power machine. *Bulletin of the National Technical University «KhPI». Series: Hydraulic machines and hydraulic units*, 2021. №1. P. 81–87.
 29. Бібік Д. В. Синтез геометрії робочого каналу та її вплив на продуктивність гідрооб'ємної передачі типу ГОП–900. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Машинознавство та САПР*. 2019. № 7 (1332). С. 8–12. <https://doi.org/10.20998/2079-0775.2019.7.02>.
 30. Ярмак М. С., Шатохін В. М. Параметричний синтез нелінійних моделей машинних агрегатів. *Перспективи розвитку машинобудування та транспорту*. – Вінниця: ВНТУ, 2025. – С. 51–52.
 31. Ткачук Н.А., Гриценко Г.Д., Нечепуренко А.В., Головченко В.И., Шкода В.А. Структура специализированных систем автоматизированного анализа и синтеза сложных механических конструкций. *Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць. Тем. вип.: Машинознавство та САПР*, 2007, №23, С. 93–99.
 32. Дущенко В. В., Ярмак М. С., Маслів А. О., Цимбал Г. М. Методика розрахунку динамічної навантажності гідропневматичної підвіски колісної легкоброньованої машини. *Механіка та машинобудування*, 2018. Вип. 1. С. 75–80.
 33. Мартиненко В. Г. *Міцність складених та композиційних елементів роторів з урахуванням взаємодії динамічних процесів*: дис. ... д-ра техн. наук: спец. 05.02.09 : галузь знань 13 / Володимир Геннадійович Мартиненко; наук. консультант Львов Г. І. ; Нац. техн. ун-т «Харків. політехн. ін-т». Харків, 2025. 425 с.
 34. Веретельник О. В., Кохановська О. В., Бондаренко Л. М., Ткачук Г. В., Храмова І. Я., Волошина І. О., Рікунов О. М. Контактна взаємодія елементів конструкцій машин військового та цивільного призначення: підходи, методи, моделі. *Інформаційні*

- технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: тези доп. 29-ї міжнар. наук.-практ. конф. MicroCAD-2021, [18–20 травня 2021 р.] : у 5 ч. Ч. 4 / ред. Є. І. Сокол. Харків : Планета-Прінт, 2021. С. 190.
35. Ткачук Н.А., Веретельник О.В., Труфанов И.И. Математическое моделирование поведения биомеханической системы при нагружении. *Вісник НТУ «ХПІ». Тем. вип.: Машинознавство та САПР.* – 2009. – №28. – С. 106–127.
 36. Ткачук М. М., Овчаров Є. М., Жадан Ю. В., Льозний О. С., Куценко С. В., Ткачук М. А., Гречка І. П., Бондаренко Л. М., Марусенко О. М. Скінченно-елементний аналіз динаміки, стійкості та міцності високооберткових систем на прикладі роторних частин агрегатів двигунів бронетанкової техніки. *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: тези доп. 30-ї Міжнар. наук.-практ. конф. MicroCAD-2022, 19–21 жовтня 2022 р.* / ред. Є. І. Сокол ; уклад. Г. В. Лісачук. Харків : НТУ «ХПІ», 2022. С. 299.
 37. Ткачук М. М., Грабовський А. В., Ткачук М. А., Хлань О.В., Саверська М. С., Ткачук Г.В. Експериментальне дослідження контактної взаємодії кульового поршня радіальної гідропередачі з профільованою біговою доріжкою // *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Машинознавство та САПР*, 2019, № 7 (1332). С. 132–147. Режим доступу: http://library.kpi.kharkov.ua/files/Vestniki/2019_7.pdf.
 38. Tkachuk M. M., Zinchenko O., Grabovskiy A., Tkachuk M. A., Sierykov V., Domina N., Hrechka I. Contact interaction of bodies along congruent surfaces. *International Journal of Mechatronics and Applied Mechanics* This link is disabled. 2024 (17), P. 32–43. <https://doi.org/10.17683/ijomam/issue17.4>.
 39. Linares, P., Méndez, V., & Catalán, H. (2010). Design parameters for continuously variable power-split transmissions. *Journal of Terramechanics*, 47(5), 259–266. <https://doi.org/10.1016/j.jterra.2010.04.001>
 40. Samorodov V., Shuba S., Derkach O., Shevtzov V., Mittsel N. Experimental appropriateness verification of K. Gorodetsky's mathematical model for losses determination in hydrostatic transmissions for modern hydraulic machines. *Eastern European Scientific Journal*. 2014. № 6. P. 285–291.
 41. Samorodov V. B. The optimization algorithm in determining the relationship between technical and economic indices of machinetractor unit with hydrovolumetric-mechanical transmission, *WSPÓŁPRACA EUROPEJSKA NR 3(10) 2016 / EUROPEAN COOPERATION*. 2016. Vol. 3(10), P. 94–107.
 42. Samorodov V. B. Bondarenko A. I., Mittsel M. O., Kogushko A. P. Laboratory Stand for Research of the Workflow in Hydrostatic Mechanical Transmissions, *Materials of the IX International Research and Practice Conference «European Science and Technology», 24 – 25 December 2014, Munich, Germany / «Strategic Studies Institute»*. – Munich: «Strategic Studies Institute», 2014. – Vol. II. – P. 289–295.
 43. Веретенников Є. О., Дудка О. Б. Методика визначення гідравлічних та механічних втрат гідроб'ємної передачі. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Машинознавство та САПР*, 2026, №1, С. 28–33. <https://doi.org/10.20998/2079-0775.2026.1.03>.
 44. Веретенников Є. О. Переваги двопоточних трансмісій порівняно з механічними для військових гусеничних машин з бортовою схемою трансмісії // *Енергетичні установки та альтернативні джерела енергії: міжнар. конф., 11–12 березня 2025 р.: тези доп.* – Харків, 2025. – С. 51.
 45. Веретенков Є. О., Волонцевич Д. О., Дудка О. Б. Рациональное проектирование двопотоковых трансмиссий з безступінчастими трансформаторами моменту та швидкості для військових гусеничних машин. *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: XXXII міжнар. наук.-практ. конф., – 22–25 травня 2024 р.: тези доп.* – Харків, 2024. – С. 409.

References (transliterated)

1. Demianets S. (2025). Analysis of research methods and applications of hydromechanical transmissions in military vehicles; Research supervisor Olena Zinchenko ; lang. support supervisor Tetyana Sergejeva // *An Innovative Model of Research Projects Aimed at the Integration of Ukraine into the European Scientific Space: book of abstr. an Annual Intern. PhD Conf., April 24, 2025 / National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute»*. – Electronic text data. Kharkiv: NTU «KhPI», pp. 44–47. <https://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/93554>.
2. Samorodov V. B., Bondarenko A. Y. (2012). Basic parameters of hydrostatic-mechanical transmissions that work on the scheme & quot; differential at the input & quot;. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2(7(56), pp. 21–24. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2012.3753>.
3. Samorodov V. B., Shevtsov V. M. (2017). Rezultaty eksperymentalnoho doslidzhennia hidroobiemnoi peredachi. *Visnyk Nats. tekhn. un-tu «KhPI»: zb. nauk. pr. Ser.: Transportne mashynobuduvannia*. Kharkiv: NTU «KhPI», no. 5(1227), pp. 41–46. <https://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/33699>
4. Hrabovskiy A. V., Tretiak V. V., Voloshyna I. O., Tkachuk M. M., Marusenko S. I., Sierykov V. I., Hrechka I. P., Tkachuk H. V., Zarubina A. O., Vasyliiev A. Yu., Stakhovskiy O. V. (2022). Rozrakhunkovo-eksperymentalni doslidzhennia maketu hidropredachi tankovoi transmisii. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI». Ser. : Mashynoznavstvo ta SAPR: zb. nauk. pr.* Kharkiv : NTU «KhPI», no. 1 pp.43–53. <https://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/60054>.
5. Tkachuk M. M., Hrechka I. P., Sierykov, V. I., Hrabovskiy A. V., Veiler V. S., Tkachuk M. A., Loznyi, O. S., Tkachuk H. V., Zarubina A. O., Koba A. M. (2024). Analiz napruzhenno-deformovanoho stanu kontaktuiuchykh elementiv hidropredach dlia perspektyvnykh tankovykh transmisii za variuvannia ta zburennia formy poverkhon ta vlastyvostei materialiv til. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI». Ser. : Mashynoznavstvo ta SAPR: zb. nauk. pr.* Kharkiv : NTU «KhPI», no. 1, pp. 101–120. <https://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/83681>.
6. Tkachuk M. M., Hrechka I. P., Hrabovskiy A. V., Sierykov V. I., Tkachuk M. A., Vasyliiev A. Yu., Loznyi O. S. (2024). Analiz zviazanykh fizyko-mekhanichnykh protsesiv ta staniv i metodiv syntezu proiektno-tekhnolohichnykh rishen elementiv boiovykh bronovanykh mashyn. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI». Seria: Mashynoznavstvo ta SAPR*, no. 1, pp. 85–100. <https://doi.org/10.20998/2079-0775.2024.1.10>.
7. Hrabovskiy A. V., Vasyliiev A. Yu., Tkachuk M. M., Voloshyna I. O., Loznyi O. S., Tkachuk M. A.,

- Khramtsova I. Ya., Kokhanovska O. V., Peleshko Ye. V., Nabokov A. V., Trotsenko V. V. (2022). Bronekorpusy vitchyznianykh bronetransporteriv: kompiuterne ta maketne modeliuвання динамичныkh vlastyvostei. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI»*. Seriya: Mashynoznavstvo ta SAPR, no. 1, pp. 28–42. <https://doi.org/10.20998/2079-0775.2020.1.03>.
8. Fan Q., Zhang J., Li R., Fan T. (2025). Review of Research on Hydrostatic Transmission Systems and Control Strategies. *Processes*, no. 13(2), pp. 317. <https://doi.org/10.3390/pr13020317>.
 9. Łopatka M. J., Cieślak K., Krogul P., Muszyński T., Przybysz M., Rubiec A., Spadło K. (2023). Research on Terrain Mobility of UGV with Hydrostatic Wheel Drive and Slip Control Systems. *Energies*, no. 16(19), 6938; <https://doi.org/10.3390/en16196938>.
 10. Wu W., Luo J., Wei C., Liu H., Yuan S. (2020). Design and control of a hydro-mechanical transmission for all-terrain vehicle. *Mechanism and Machine Theory*, V. 154, 104052. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2020.104052>.
 11. Bodnar B. Y., Ochkasov O. B., Bodnar Y. B. (2025). Comprehensive Diagnostics of Diesel Locomotives with Hydraulic Transmission: Approaches and Methods. *Science and Transport Progress*, no. 2(110), pp. 76–87. <https://doi.org/10.15802/stp2025/330872>.
 12. Aleksandrov E. E., Volontsevych D. O., Karpenko V. A., Lebedev A. T., Perehon V. A., Samorodov V. B., Turenko A. N. *Dynamyka transportno-tiahovykh kolesnykh y husenychnykh mashyn*, Kharkov: KhHADTU, 2001. 642 p.
 13. Aleksandrov E. E., Epyfanov V. V., Medvedev N. H., Ustynenko A. V. (2007). *Tiahovo-skorostnye kharakterystyky bystrokhodnykh husenychnykh y polnoprivodnykh kolesnykh mashyn*. Kharkov : NTU «KhPY», 124 p.
 14. Volontsevich D., Hiep D. S. (2016). Modeling Curvilinear Motion of Tracked Vehicle with the Dual-Flux Electromechanical Turning Mechanism. *Mechanics, Materials Science and Engineering*, Vol. 3, pp. 107–119. <https://doi.org/10.13140/RG.2.1.4361.8960>.
 15. Volontsevich D., Hiep D. S. (2015). Research of possibility of electromechanical turning mechanism creating for tracked vehicle as first step to hybrid transmission. *Machines. Technologies. Materials*. no. 9(9), pp. pp. 55–59.
 16. Volontsevych D. O., Veretennykov E. A., Kostianyk Y. V., Yaremchenko A. S., Efremova A. Y., Karpov V. O. (2019). Vybór moshchnosti ælektroprivoda lehkobronyrovana nnykh husenychnykh y kolesnykh mashyn s yspolzovanyem odno- yly dvukhstuppenchatykh mekhanicheskykh reduktorov [Elektronnyi resurs]. *Elektrotehnika i elektromekhanika*. no. 1, pp. 29–34. http://nbuv.gov.ua/UJRN/elem_2019_1_7.
 17. Volontsevych D.O., Kononov M., Lyamar M. (2020). Rozrakhunkove obgruntuvannya modernizatsii transmisii bronetransportera BTR-80 shliakhom vstanovlennia dvyhuna DOITs. Holova konferentsii: Sokol YeI (Ukraina). Spivholovy konferentsii: Torma A.(Uhorshchyna), Radu SM, pp. 63.
 18. Volontsevych D. O., Kliuchka R. V., Sobko A. P., Strymovskiy S. V. (2018). Analiz rezhymov raboty hybrydnoi sylovoi ustanovky s ælektromekhanicheskoi transmisyeyi na perspektyvnom kolesnom bronetransportere [Elektronnyi resurs]. *Intehrovani tekhnologii ta enerhozberezhennia*. no. 4, pp. 34–47. http://nbuv.gov.ua/UJRN/Itte_2018_4_6.
 19. Volontsevych D. O., Vorontsov S. M., Mormylo Ya. M., Yaremchenko A. S. (2015). Pidvyshchennia prokhidnosti kolisnykh mashyn ta vyrvnivuvannia resursu ahrehativ transmisii shliakhom vvedennia statychnoho dysbalansu rozpodilu vahy mizh mostamy [Elektronnyi resurs]. *Mekhanika ta mashynobuduvannia*. no. 1, pp. 24–34. http://nbuv.gov.ua/UJRN/mekhmash_2015_1_4.
 20. Volontsevych D. O., Veretennykov Ye. O. (2013). Syntez novykh kinematychnykh skhem bortovykh planetarnykh korobok peredach osnovnoho tanku na bazi rozroblenykh kryteriiv otsinky dynamichnosti mashyny [Elektronnyi resurs]. *Viiskovo-tekhnichniy zbirnyk*. no. 2, pp. 3–8. http://nbuv.gov.ua/UJRN/vtzb_2013_2_3.
 21. Volontsevych D., Veretennykov I., Kostianyk I., Timucin B., Altinisk A. (2021). On the question of the rational distribution of power between the hydrostatic and hydrodynamic branches of the complex steering mechanism for the tracked vehicle. *Mathematical Modeling*, Vol. 5. Is. 1, pp. 17–20.
 22. Volontsevych D. O., Veretennykov E. A., Yaremchenko A. S. (2018). Sravnytelnaia otsenka dynamichnosti perspektyvnoho kolesnoho bronetransportera s ælektromekhanicheskoi transmisyeyi. *Informatsiini tekhnologii: nauka, tekhnika, tekhnologii, osvita, zdorovia: nauk. vyd.: tezy dop. 26-yi mizhnar. nauk.-prakt. konf. MicroCAD–2018, [16–18 travnia 2018 r.] : u 4 ch. Ch. 1 / red. Ye. I. Sokol*. Kharkiv: NTU «KhPI», pp. 155. <https://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/38223>.
 23. Volontsevych D. O., Kostianyk I. V., Kamfenkel D. I. (2011). Sposib pidvyshchennia dopustymoi shvydkosti vedennia vohniu z khodu pry rusi boiovykh mashyn po peresichenii mistsevesti. *Mekhanika ta mashynobuduvannia*, no. 2, pp. 94–102. <https://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/18812>.
 24. Volontsevych D. O., Mormylo Ya. M. (2016). K voprosu opredeleniya zony nechuvstvitelnosti samoblokuyuiushchykh mezhkolesnykh dyfferentsyalov s koëffitsyentom blokuyovky, zavysyashchym ot skorosti odnosytnoho vrashcheniya koles. *Mekhanika ta mashynobuduvannia*. no. 1, pp. 30–35. <https://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/27541>.
 25. Avrunin H. A., Moroz I. I., Koval O. D. (2025). Analiz sposobiv enerhozberezhennia v hidropriyvodakh mobilnykh mashyn. *Mechanics and Advanced Technologies*. Vol. 9, no. 3(106), pp. 281–289. [https://doi.org/10.20535/2521-1943.2025.9.3\(106\).333175](https://doi.org/10.20535/2521-1943.2025.9.3(106).333175).
 26. Avrunin H. A., Moroz Y. Y. (2014). Analiz konstruktsiy radyalnoporshnevyykh hidromotorov mnohokratnoho deistviya. *Promyslova hidravlika i pnevmatyka*. no. 2, pp. 35–45.
 27. Avrunin H. A., Podryhalo M. A., Podryhalo N. M., Moroz I. I. (2024). Doslidzhennia dynamiky transmisii navantazhuvacha z vysokomomentnyy stepenevohulovanamy hidromotor-kolesamy [Elektronnyi resurs]. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI»*. Seriya : Hidravlichni mashyny ta hidroahrehaty, no. 1, pp. 28–37. http://nbuv.gov.ua/UJRN/vcpigm_2024_1_6.
 28. Samorodov V., Avrunin G. (2021). Solution of the problem of calculating the leakage working fluid in eccentric gap of the ball piston pair hydraulic fluid power machine. *Bulletin of the National Technical University «KhPI»*. Series: Hydraulic machines and hydraulic units, no. 1, pp. 81–87.

29. Bibik D. V. (2019). Syntez heometrii robochoho kanalu ta yii vplyv na produktyvnist hidroobiemnoi peredachi typu HOP–900. *Visnyk NTU «KhPI». Serii: Mashynoznavstvo ta SAPR*. no. 7 (1332), pp. 8–12. <https://doi.org/10.20998/2079-0775.2019.7.02>.
30. Yarmak M. S., Shatokhin V. M. Parametrychnyi syntez neliniinykh modelei mashynnykh ahrehativ. *Perspektyvy rozvytku mashynobuduvannia ta transportu*. Vinnytsia: VNTU, 2025, pp. 51–52.
31. Tkachuk N.A., Hrytsenko H.D., Nechepurenko A.V., Holovchenko V.Y., Shkoda V.A. (2007). Struktura spetsyalizyrovanykh system avtomatyzyrovannoho analiza y synteza slozhnykh mekhanicheskyykh konstruktsiy. *Visnyk NTU «KhPI». Zbirnyk naukovykh prats. Tem. vyp.: Mashynoznavstvo ta SAPR*, no. 23, pp. 93–99.
32. Dushchenko V. V., Yarmak M. S., Masliiev A. O., Tsymbal H. M. (2018). Metodyka rozrakhunku dynamichnoi navantazhenosti hidropnevmatychnoi pidvisky kolisnoi lehkobronovanoi mashyny. *Mekhanika ta mashynobuduvannia*, vol. 1, pp. 75–80.
33. Martynenko V. H. *Mitsnist skladykh ta kompozytsiinykh elementiv rotoriv z urakhuvanniam vzaemopoviazanosti dynamichnykh protsesiv: dys. ... d-ra tekhn. nauk: spets. 05.02.09 : haluz znan 13 / Volodymyr Hennadiiovych Martynenko; nauk. konsultant Lvov H. I. ; Nats. tekhn. un-t «Kharkiv. politekhn. in-t». Kharkiv, 2025. 425 p.*
34. Veretelnik O. V., Kokhanovska O. V., Bondarenko L. M., Tkachuk H. V., Khrantsova I. Ya., Voloshyna I. O., Rikunov O. M. Kontaktna vzaemodiia elementiv konstruktiv mashyn viiskovoho ta tsvilnoho pryznachennia: pidkhody, metody, modeli. *Informatsiini tekhnologii: nauka, tekhnika, tekhnologiiia, osvita, zdorovia: tezy dop. 29-yi mizhnar. nauk.-prakt. konf. MicroCAD–2021, [18–20 travnia 2021 r.] : u 5 ch. Ch. 4 / red. Ye. I. Sokol*. Kharkiv : Planeta-Print, 2021. S. 190.
35. Tkachuk N.A., Veretelnik O. V., Trufanov Y.Y. (2009). Matematycheskoe modelyrovanye povedeniya byomekhanicheskoi systemy pry nahruzheny. *Visnyk NTU «KhPI». Tem. vyp.: Mashynoznavstvo ta SAPR*. no. 28, pp. 106–127.
36. Tkachuk M. M., Ovcharov Ye. M., Zhadan Yu. V., Loznyi O. S., Kutsenko S. V., Tkachuk M. A., Hrechka I. P., Bondarenko L. M., Marusenko O. M. Skinchenno-elementnyi analiz dynamiky, stiikosti ta mitsnosti vysokoobertovykh system na prykladi rotornykh chastyn ahrehativ dvyhuniv bronetankovoi tekhniky. *Informatsiini tekhnologii: nauka, tekhnika, tekhnologiiia, osvita, zdorovia: tezy dop. 30-yi Mizhnar. nauk.-prakt. konf. MicroCAD-2022, 19–21 zhovtnia 2022 r. / red. Ye. I. Sokol ; uklad. H. V. Lisachuk*. Kharkiv : NTU «KhPI», 2022, pp. 299.
37. Tkachuk M. M., Hrabovskiy A. V., Tkachuk M. A., Khlan O.V., Saverska M. S., Tkachuk H.V. (2019). Eksperymentalne doslidzhennia kontaktnoi vzaemodii kulovoho porshnia radialnoi hidroperedachi z profilovanoi bihovoio dorizhkoio. *Visnyk NTU «KhPI». Serii: Mashynoznavstvo ta SAPR*, no. 7 (1332), pp. 132–147. Rezhym dostupu: http://library.kpi.kharkov.ua/files/Vestniki/2019_7.pdf.
38. Tkachuk M. M., Zinchenko O., Grabovskiy A., Tkachuk M. A., Sierykov V., Domina N., Hrechka I. (2024). Contact interaction of bodies along congruent surfaces. *International Journal of Mechatronics and Applied Mechanics* This link is disabled. no. (17), pp. 32–43. <https://doi.org/10.17683/ijomam/issue17.4>.
39. Linares, P., Méndez, V., & Catalán, H. (2010). Design parameters for continuously variable power-split transmissions. *Journal of Terramechanics*, no. 47(5), pp. 259–266. <https://doi.org/10.1016/j.jterra.2010.04.001>
40. Samorodov V., Shuba S., Derkach O., Shevtzov V., Mittsel N. (2014). Experimental appropriateness verification of K. Gorodetskys mathematical model for losses determination in hydrostatic transmissions for modern hydrolic machines. *Eastern European Scientific Journal*. no. 6, pp. 285–291.
41. Samorodov V. B. (2016). The optimization algorithm in determining the relationship between technical and economic indices of machinetractor unit with hydrovolumetric-mechanical transmission, *współpraca europejska nr 3(10) / european cooperation*, Vol. 3(10), pp. 94–107.
42. Samorodov V. B. Bondarenko A. I., Mittsel M. O., Kogushko A. P. (2014). Laboratory Stand for Research of the Workflow in Hydrostatic Mechanical Transmissions, *Materials of the IX International Research and Practice Conference «European Science and Technology», 24 – 25 December 2014, Munich, Germany / «Strategic Studies Institute». Munich: «Strategic Studies Institute», Vol. II, pp. 289–295.*
43. Veretennikov Ye. O., Dudka O. B. (2026). Metodyka vyznachennia hidravlichnykh ta mekhanichnykh vtrat hidroobiemnoi peredachi. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI». Serii: Mashynoznavstvo ta SAPR*, no. 1, pp. 28–33. <https://doi.org/10.20998/2079-0775.2026.1.03>.
44. Veretennikov Ye. O. (2025). Perevahy dvopotochnykh transmisii porivniano z mekhanichnymy dlia viiskovykh husenychnykh mashyn z bortovoio skhemoiu transmisii. *Enerhetychni ustanovky ta alternatyvni dzherela enerhii: mizhnar. konf., 11–12 bereznia 2025 r.: tezy dop.* – Kharkiv, pp. 51.
45. Veretennikov Ye. O., Volontsevych D. O., Dudka O. B. (2024). Ratsionalne proiektuvannia dvopotokovykh transmisii z bezstupinchastymy transformatoramy momentu ta shvydkosti dlia viiskovykh husenychnykh mashyn. *Informatsiini tekhnologii: nauka, tekhnika, tekhnologiiia, osvita, zdorovia: KhXKhII mizhnar. nauk.-prak. konf., 22–25 travnia 2024 r.: tezy dop.* Kharkiv, pp. 409.

Надійшла (received) 03.05.2026

Стаття прийнята до друку 20.05.2026

Опублікована 29.05.2026

Відомості про авторів / About the Authors

Гречка Ірина Павлівна / Hrechka Iryna – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4907-9170>; e-mail: girinap7@gmail.com

**О. І. ЗІНЧЕНКО, В. І. СЕРИКОВ, С. О. НАЗАРЕНКО, С. О. ДЕМ'ЯНЕЦЬ, Є. І. ЯЦКОВСЬКИЙ,
А. В. ФАДЄЄВ, О. С. ГЕРАСИМОВА, О. Ю. ШУТЬ, В. С. ВЕЙЛЕР**

РОЗРАХУНКОВО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РЕАКЦІЇ ТОРСІОННИХ ВАЛІВ СИСТЕМ ПІДРЕСОРЮВАННЯ ЛЕГКИХ БРОНЬОВАНИХ МАШИН НА ДІЮ НАВАНТАЖЕННЯ

У статті наведено результати розрахунково-експериментальних досліджень реакції торсіонних валів систем підресорювання легких броньованих машин на дію навантаження, з урахуванням комплексної взаємодії їх основних елементів. Дослідження спрямоване на подолання обмежень традиційних підходів, які переважно зосереджені на аналізі стебла торсіонного вала без належного врахування головок і галтельних переходів. Проведено аналіз існуючих конструкцій і методів дослідження, включаючи спрощені аналітичні підходи та метод скінченних елементів, що дозволило обґрунтувати необхідність комплексного підходу до оцінювання напружено-деформованого стану торсіонного вала як єдиної системи. Розроблено фізичну модель торсіонного вала з використанням технологій 3D-друку, яка включає стебло, галтельний перехід і головку зі шліцьовим з'єднанням, а також експериментальний стенд для відтворення навантаження та фіксації деформацій і контактної тиску. Експериментальні результати отримано шляхом аналізу візуалізованих деформаційних полів і контактних відбитків, що дозволило оцінити розподіли кутів закручування та контактної тиску у спряжених елементах. Встановлено, що розподіл кутів закручування уздовж стебла має близький до лінійного характеру з похибкою до 2%, тоді як контактний тиск у шліцьових з'єднаннях є нерівномірним і локалізованим, із відхиленням до 12%. Порівняння експериментальних і чисельних результатів підтвердило адекватність розроблених математичних моделей, що враховують фізичну, геометричну та контактну нелінійності. Отримані результати можуть бути використані для підвищення точності розрахунків, а також для удосконалення конструкцій торсіонних валів із метою забезпечення їх міцності та довговічності.

Ключові слова: торсіонний вал; головка торсіонного вала; стебло торсіонного вала; галтельний перехід; система підресорювання; міцність; пластичні деформації; контактний тиск; заневолювання

**O. ZINCHENKO, V. SIERYKOV, S. NAZARENKO, I. KHRAMTSOVA, S. DEMIANETS,
Ye. YATSKOVSKIY, A. FADIEIEV, O. GERASIMOVA, O. SHUT, V. VEILER**

CALCULATION-EXPERIMENTAL STUDIES OF THE RESPONSE OF TORSION SHAFTS OF SUSPENSION SYSTEMS OF LIGHT ARMORED VEHICLES TO THE ACTION OF LOAD

The article presents the results of computational and experimental studies of the response of torsion shafts of suspension systems of light armored vehicles to the action of loading, taking into account the complex interaction of their main elements. The study is aimed at overcoming the limitations of traditional approaches, which are mainly focused on the analysis of the torsion shaft stem without proper consideration of heads and fillet transitions. An analysis of existing structures and research methods was carried out, including simplified analytical approaches and the finite element method, which allowed us to substantiate the need for a comprehensive approach to assessing the stress-strain state of the torsion shaft as a single system. A physical model of the torsion shaft was developed using 3D printing technologies, which includes a stem, a fillet transition and a head with a splined connection, as well as an experimental stand for reproducing the load and fixing deformations and contact pressure. Experimental results were obtained by analyzing the visualized deformation fields and contact imprints, which allowed us to estimate the distributions of twist angles and contact pressure in the conjugated elements. It was found that the distribution of twist angles along the stem is close to linear with an error of up to 2%, while the contact pressure in spline joints is non-uniform and localized, with a deviation of up to 12%. Comparison of experimental and numerical results confirmed the adequacy of the developed mathematical models, which take into account physical, geometric and contact nonlinearities. The obtained results can be used to increase the accuracy of calculations, as well as to improve the designs of torsion shafts in order to ensure their strength and durability.

Keywords: torsion shaft; torsion shaft head; torsion shaft stem; fillet transition; suspension system; strength; plastic deformations; contact pressure; scragging

Вступ. Сучасні легкі броньовані машини (ЛБМ) мають системи підресорювання (СП), пружні елементи яких можуть мати різні фізичні принципи роботи [1]. Проте значну питому вагу серед цих елементів традиційно займають торсіонні вали (ТВ).

Торсіонний вал – це елемент СП (рис. 1), який створює силову реакцію від закручування його стебла.

Стебло торсіонного вала (СТВ) підлягає, як правило [3, 4], технологічній операції заневолювання. На кряях ТВ розміщені головки торсіонного вала (ГТВ), які сприймають крутний момент за рахунок шліцьового з'єднання із суміж-

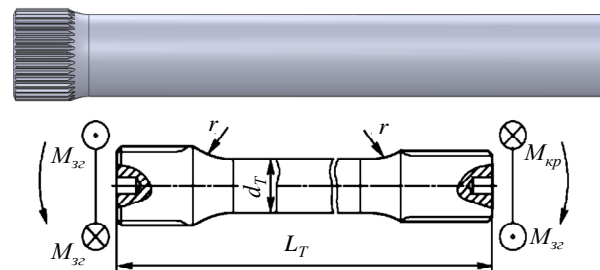


Рисунок 1 – Торсіонний вал [2]

© О. І. Зінченко, В. І. Сериков, С. О. Назаренко,
С. О. Дем'янець, Є. І. Яцковський, А. В. Фадєєв,
О. С. Герасимова, О. Ю. Шуть, В. С. Вейлер, 2026

ними деталями. Між ГТВ та СТВ – галтельний перехід (ГП).

Таким чином, ТВ має три елементи, які працюють сумісно, проте – за різних умов навантаження та граничних умов. Відтак, міцність, працездатність та довговічність ТВ залежить від службових властивостей усіх цих складових. Проте основна увага зазвичай у дослідженнях приділяється тільки СТВ.

Тому виникає проблема комплексного дослідження. Тобто, мова йде про сумісний аналіз напружено-деформованого стану (НДС) системи «ГТВ – ГП – СТВ – ГП – ГТВ». Ці дослідження є однією із важливих складових аналізу етапів життєвого циклу найбільш відповідальних та навантажених елементів машинобудівних конструкцій, створення їхніх цифрових двійників, раціоналізації процесів їх виробництва тощо. Це і склало напрямок досліджень, описаних у статті, на основі розрахунково-експериментальних досліджень реакції ТВ систем підресорювання ЛБМ на дію навантаження.

Аналіз конструкцій та методів досліджень реакції торсіонних валів систем підресорювання легких броньованих машин на дію навантаження. Аналіз конструкцій торсіонних валів СП ЛБМ є важливим етапом підвищення надійності, довговічності та ефективності роботи ходової частини бойової техніки. ТВ виконують функцію пружних елементів підвіски, забезпечуючи поглинання ударних навантажень і стабілізацію руху машини в умовах складного рельєфу.

Конструктивно торсіонні вали є довгими циліндричними стрижнями, які працюють на кручення. Вони виготовляються переважно із високоміцних легованих сталей, що забезпечують необхідну витривалість при циклічних навантаженнях. Основними конструктивними параметрами торсіонних валів є діаметр, довжина, форма поперечного перерізу, а також тип кріплення до корпусу машини та важелів підвіски.

Аналіз існуючих конструкцій свідчить, що найбільш поширеними є суцільні та порожнисті (трубчасті) ТВ. Суцільні вали відрізняються простотою виготовлення та високою міцністю, однак мають більшу масу. Завдяки порожнистим валам можна зменшити масу конструкції без суттєвого зниження жорсткості, що є критично важливим для ЛБМ, де кожен кілограм маси має значення.

Із точки зору НДС, ТВ працюють в умовах складного навантаження, що включає не тільки крутний момент, але й додаткові згинальні та ударні впливи. Це зумовлює необхідність врахування концентрацій напружень, особливо в зонах шліцьових з'єднань та місцях кріплення. Для підвищення ресурсу застосовуються методи зміцнення поверхні, такі як термообробка, наклеп або дробоструминна обробка.

Важливим напрямом удосконалення конструкцій є оптимізація геометричних

параметрів і матеріалів з урахуванням реальних умов експлуатації. Сучасні підходи включають використання чисельного моделювання (зокрема методу скінченних елементів (МСЕ)) для прогнозування поведінки ТВ під навантаженням, що дозволяє зменшити кількість експериментальних досліджень і підвищити точність розрахунків.

Таким чином, аналіз конструкцій ТВ показує, що підвищення ефективності СП ЛБМ досягається шляхом комплексного підходу, який включає вдосконалення конструкції, вибір оптимальних матеріалів і застосування сучасних методів розрахунку та випробувань.

Аналіз методів дослідження ТВ СП ЛБМ за спрощеними методиками традиційно базується на підходах, сформованих у радянській школі машинобудування і танкобудування. Ці методики орієнтовані на інженерні розрахунки з мінімальною обчислювальною складністю, але достатньою точністю для практичного проектування.

У радянських джерелах (наприклад, класичні праці з теорії машин і деталей машин: Кудрявцев, Біргер, Степин, а також галузеві видання з танкобудування) торсіонний вал розглядається як пружний стрижень круглого перерізу, що працює переважно на кручення. Основне припущення – лінійно-пружна поведінка матеріалу та однорідність напруженого стану по довжині.

У сучасній інженерній практиці дослідження торсіонних валів СП ЛБМ значною мірою спирається на застосування спрощених розрахунково-аналітичних підходів, витoki яких пов'язані з розвитком класичної теорії опору матеріалів і прикладної механіки деформівного твердого тіла. Методологічна база таких підходів сформована у фундаментальних працях [5, 6], а також узагальнена у нормативно-довідкових джерелах з проектування деталей машин [7].

У межах зазначеної парадигми ТВ інтерпретується як пружно-деформівний елемент стрижневого типу з круговим поперечним перерізом, для якого домінуючим видом навантаження приймається крутний момент. При цьому математичний опис НДС ґрунтується на використанні спрощених гіпотез, зокрема гіпотези плоских перерізів та лінійної пружності матеріалу, що дає можливість редукувати просторову задачу до одновимірної. Відповідні аналітичні залежності для визначення дотичних напружень і кутів закручування детально наведені у класичних роботах [5, 6], де також обґрунтовано допустимість ідеалізації розподілу напружень як квазірівномірного по довжині вала.

Разом із тим, у прикладних дослідженнях, орієнтованих на аналіз функціонування ходових систем броньованих машин, зазначені теоретичні положення доповнюються інженерними узагальненнями, наведеними у спеціалізованих джерелах [8-10]. У цих роботах ТВ розглядаються не ізольовано, а як складові елементи багатозв'язної динамічної системи, що функціонує

в умовах інтенсивного змінного навантаження. Водночас, з метою зниження обчислювальної складності, реальні динамічні впливи апроксимуються еквівалентними статичними або гармонічними навантаженнями, що відображено у галузевих документах [10, 11].

Суттєвою складовою спрощених методик є використання напівемпіричних підходів до оцінювання міцності та довговічності ТВ. Зокрема, циклічний характер навантаження враховується шляхом введення коефіцієнтів запасу та коригувальних множників, значення яких регламентуються рекомендаціями, наведеними у працях [7-9]. Такий підхід фактично компенсує обмеження аналітичної моделі, пов'язані з неврахуванням локальних концентрацій напружень, технологічних факторів та залишкових напружень.

Необхідно підкреслити, що в рамках спрощених методик ігнорується низка суттєвих аспектів реального НДС ТВ, зокрема тривимірність напруженого стану, нелінійність матеріальних характеристик при великих деформаціях, а також вплив конструктивних концентраторів напружень (шліцьові з'єднання, переходи перерізів тощо). Проте, незважаючи на зазначені обмеження, такі методи зберігають практичну цінність на етапах попереднього проектування та інженерної оцінки параметрів підвіски, забезпечуючи прийнятний баланс між точністю результатів і трудомісткістю розрахунків.

Таким чином, аналіз спрощених методів дослідження торсіонних валів СП свідчить про їхню методологічну завершеність у межах класичних підходів механіки деформівного твердого тіла, а також про доцільність їх подальшого використання у поєднанні з сучасними чисельними методами, що дозволяє підвищити достовірність прогнозування НДС та ресурсу елементів ходових систем ЛБМ.

Таким чином, спрощені методики дослідження ТВ, розроблені в радянський період, базуються на класичних положеннях опору матеріалів та емпіричних залежностях. Вони забезпечують достатню точність для інженерних розрахунків і проектування, але мають обмеження щодо врахування складних факторів НДС та довговічності. Саме тому сучасні підходи розширюють ці методики за рахунок чисельного моделювання, але їх основа залишається актуальною й сьогодні.

Слід зазначити, що одним із базових інструментів сучасного аналізу НДС торсіонних валів СП є МСЕ, оскільки дозволяє враховувати просторову складність навантаження та конструктивну неоднорідність елементів [5-7, 12-16]. На відміну від класичних підходів опору матеріалів, МСЕ забезпечує моделювання геометричної та фізичної нелінійності, а також локальних концентрацій напружень.

У межах чисельного моделювання ТВ дискретизується на скінченні елементи з локальним згущенням сітки у критичних зонах. Розв'язання базується на варіаційній постановці, що приводить до системи рівнянь: $K \cdot u = F$ де K – матриця жорсткості, u – вектор вузлових переміщень, F – вектор зовнішніх навантажень.

Граничні умови визначаються відповідно до реальної схеми роботи підвіски [7, 8], тоді як сучасні дослідження наголошують на необхідності врахування динамічної взаємодії елементів СП [12, 14]. МСЕ широко застосовується для оцінки жорсткісних характеристик, аналізу втомної довговічності та оптимізації конструкцій ТВ [13, 15, 16].

Таким чином, поєднання класичних підходів [4-6] із сучасними чисельними методами [12-16] забезпечує підвищення достовірності оцінювання НДС та ресурсу ТВ.

Таким чином, здійснений аналіз літературних джерел дає підстави для висновку про недостатню увагу саме на комплексний сумісний аналіз реакції усіх складових ТВ на дію навантажень. При цьому, як свідчать результати попередніх чисельних досліджень [2, 17], основні проблеми міцності та довговічності ТВ у сучасних ЛБМ зумовлені не СТВ, а зосереджені в ГТВ та ГП. Разом із тим робоче навантаження все рівно передається через СТВ. Відповідно, потрібне комплексне дослідження НДС ТВ у цілому, яке доповнює попередні чисельні дослідження.

Мета роботи – експериментальні дослідження напружено-деформованого стану торсіонних валів систем підресорювання легких броньованих машин.

Чисельні дослідження напружено-деформованого стану торсіонних валів систем підресорювання легких броньованих машин. Чисельним дослідженням НДС ТВ систем підресорювання ЛБМ присвячено багато публікацій [18-21].

Разом із тим дослідження, які мають комплексний характер, описані в обмеженій кількості публікацій [2-4, 17]. Справа в тому, що у цих дослідженнях враховується і пружно-пластичний характер деформування матеріалу, і контактна взаємодія зі спряженими елементами, і скінченні деформації. Отже, у цих публікаціях створені моделі, які поєднують фізичну, структурну та геометричну нелінійності.

При цьому встановлено:

- СТВ знаходиться під дією робочих навантажень у стані закручування (рис. 2), причому кут закручування постійний у поточному перерізі для всіх фіксованих радіальних відрізків і лінійно розподілений уздовж твірних циліндричної частини;

- технологічна операція заневолювання ТВ, здійснена відповідно до умов подальшої експлуатації, призводить до реалізації у тілі цього вала залишкових напружень, причому таких, що при дії експлуатаційних навантажень додаткових

зон пластичного деформування не виникає (рис. 3);

- у зоні контактування ГТВ зі спряженими деталями тиск на робочі поверхні шліців розподіляється суттєво нерівномірно (рис. 4).

Зазначені особливості НДС ТВ послужили основою при розробці експериментальних моделей для визначення реакції торсіонних валів СП ЛБМ на дію навантаження.

Експериментальні дослідження реакції торсіонних валів систем підресорювання легких броньованих машин на дію

навантаження. Враховуючи зазначені вище особливості НДС ТВ систем підресорювання ЛБМ, спрогнозовані на основі попередніх чисельних досліджень [2, 3, 4, 17], були побудовані їх фізичні моделі. Ці моделі виконані за технологією 3D друку. На рис. 5 – елементи цієї моделі. Вони виготовлені із пластика і складаються із фрагмента СТВ, ГП та ГТВ, а також – імітатора шліцьової муфти, у взаємодії із котрою виникає реактивний крутний момент. Для передачі крутного моменту на ТВ виконано фігурну частину із плоскими гранями.

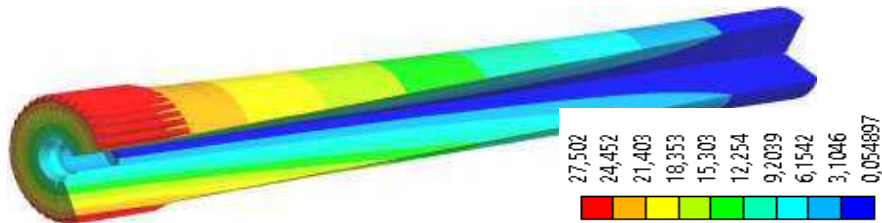


Рисунок 2 – Розподіл повних переміщень, мм, у ТВ [2]



Рисунок 3 – Розподіл еквівалентних напружень за Мізесом, МПа, у ТВ [3]

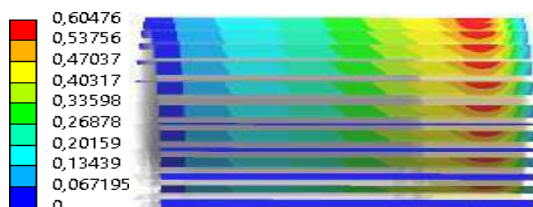


Рисунок 4 – Розподіл контактної тиску, МПа, у ГТВ [2]

На видимій частині ТВ виконано систему мікрозаглибин, які йдуть уздовж твірних та у коловому напрямку. Така текстура передбачена для візуалізації картини деформування ТВ.

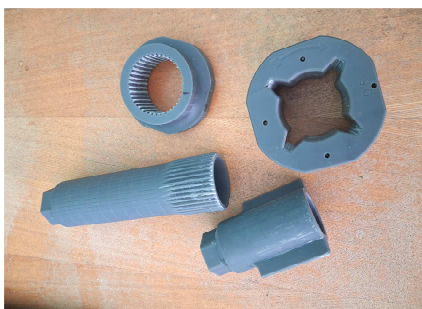


Рисунок 5 – Елементи моделі, виконані за технологією 3D друку

Для здійснення досліджень було створено відповідний стенд (рис. 6). Навантаження реалізовувалося за допомогою динамометричного ключа. Деформування ТВ фіксувалося серією послідовних фотознімків. Контактний тиск відображався у вигляді контактних відбитків на чутливих до тиску плівок, які розміщені між спряженими робочими поверхнями шліців. Крім того, залучався як другий стенд токарний верстат (рис. 7–9).

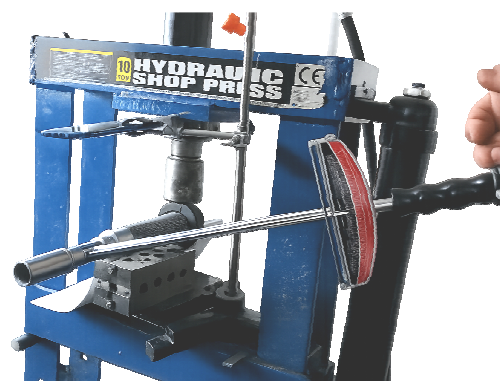


Рисунок 6 – Експериментальний стенд із гідропресом

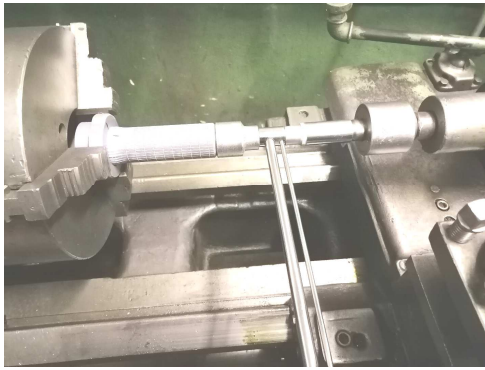


Рисунок 7 – Експериментальний стенд на токарному верстаті

На рис. 8–15 – робочі моменти та результати досліджень: на рис. 8, 9 – робочий момент випробувань на гідропресі та результати фіксації контактної тиску, на рис. 10-12 – робочі моменти випробувань на токарному верстаті, у т. ч. – із накладеними початковою та поточною текстурами на стеблі ТВ, а також моменти

руйнування вала, на рис. 11, 12 – зсув ліній вала, на рис. 13 – момент руйнування вала, а на рис. 14, 15 – картини розшифровки результатів експериментальних досліджень.

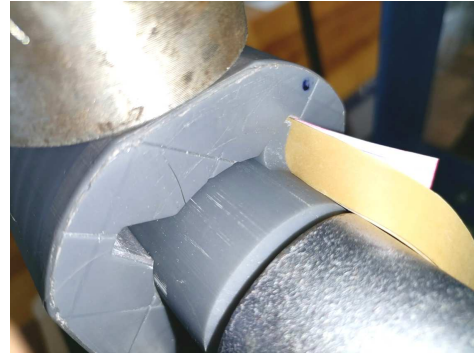


Рисунок 8 – Робочі моменти визначення контактної тиску у шліцьовому з'єднанні

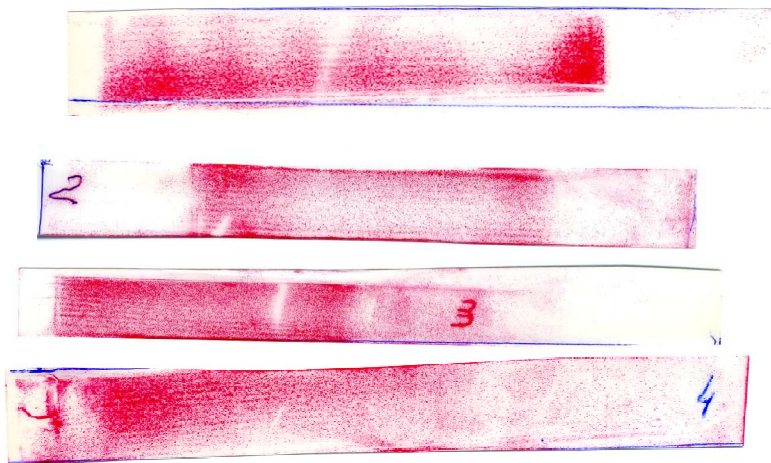


Рисунок 9 – Відбитки на суперчутливих плівках

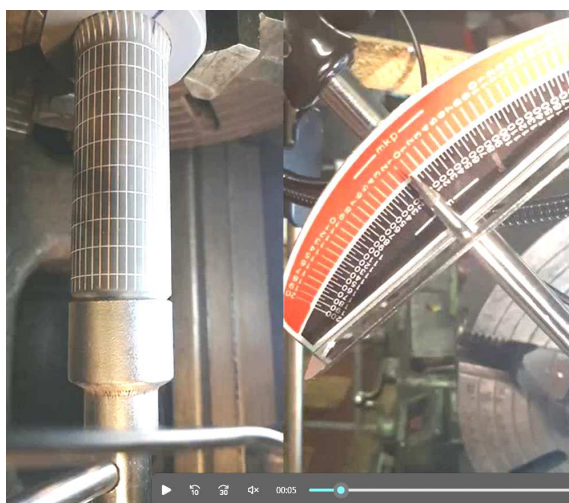


Рисунок 10 – Фіксація крутного моменту (момент фіксації 1)

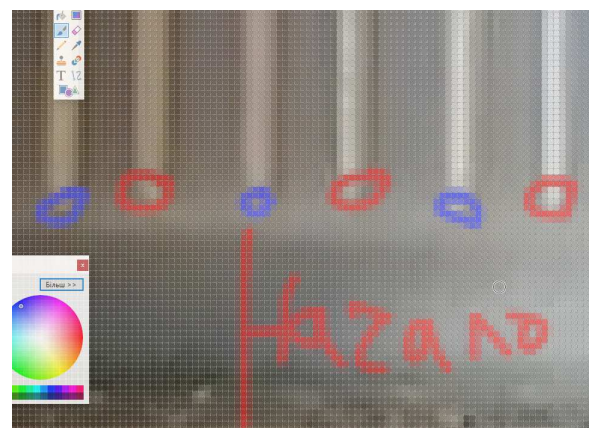


Рисунок 11 – Зсув ліній вала



Рисунок 12 – Вигляд ліній валу на момент руйнування

Попередній візуальний аналіз результатів вимірювань повністю підтверджує характер НДС ТВ, визначений чисельно.

Крім того, здійснено розшифровку картин текстур на видимих поверхнях СТВ та ГП, а також контактних відбитків на плівках (у зоні шліців ГТВ).

У цілому отримані результати розшифровки дають підстави зробити висновки про те, що кути закручування СТВ уздовж його твірної мають розподіл, який відповідає лінійному із похибкою не вище 1,5%-2%. З іншого боку, контактний тиск у спряженні робочих поверхонь шліців ГТВ зі шліцами муфти уздовж поздовжньої координати розподілені, по-перше, не по всій довжині, а тільки по частині, а по-друге, – із близьким до лінійного законом на цій ділянці (похибка – на рівні до 8%-12%).



Рисунок 13 – Руйнування валу

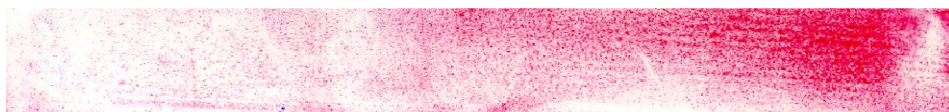
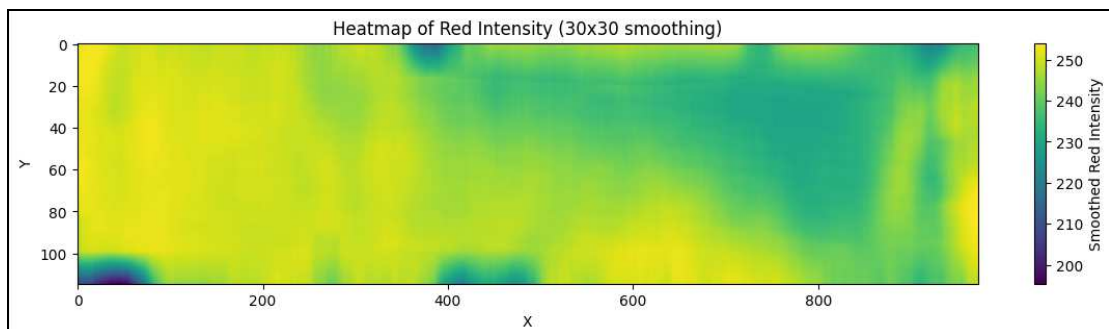


Рисунок 14 - Розподіл контактного тиску (МПа) на робочій поверхні шліца ГТВ

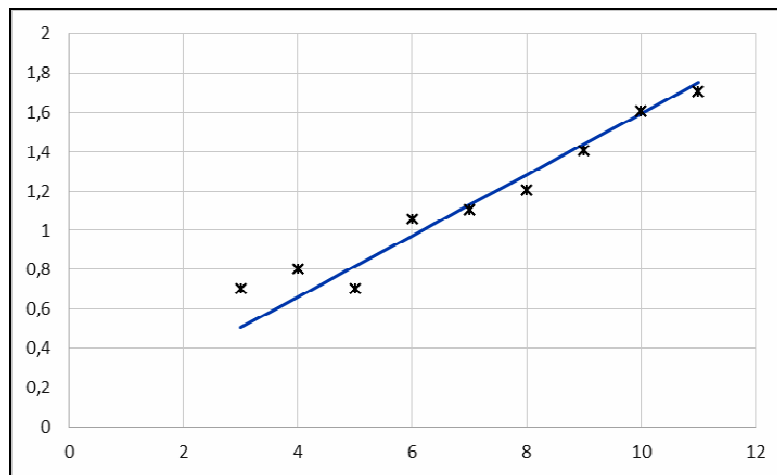


Рисунок 15 - Залежність кута закручування (град) від крутного моменту

Висновки.

1. У ході експериментальних досліджень розроблено макет торсіонного валу, який поєднує усі основні його елементи – стебло, головку торсіонного валу та шліцьову головку. Це дає можливість досліджувати реакцію торсіонних валів систем підресорювання легких броньованих машин на дію навантаження комплексно, тобто у всій повноті основних чинників.

2. Якісна картина розподілів компонент напружено-деформованого стану елементів макета торсіонного валу повністю відповідає даним чисельних досліджень.

3. Відмінність чисельно та експериментально отриманих розподілів компонент напружено-деформованого стану макета торсіонного валу не перевищує: за деформаціями – 2%; за розподілом контактного тиску – 12%.

Таким чином, здійснені дослідження підтверджують адекватність попередньо побудованих математичних моделей напружено-деформованого стану та контактної взаємодії торсіонних валів, точність чисельного моделювання та достовірність розроблених на їх основі рекомендацій.

Список літератури

1. Дущенко В.В. Системи підресорювання військових гусеничних і колісних машин: розрахунок та синтез: навч. посібник Нац. техн. ун-т "Харків.політехн.ін-т". Харків: Панов А. М. 2018. 336 с.
2. Ткачук М.М., Грабовський А.В., Заворотній А.В., Куценко С.В., Саверська М.С., Клочков І.Є., Зінченко О.І., Ткачук М.А., Назаренко С.О., Пінчук Н.В., Марусенко С.І. Чисельне моделювання пружно-пластичного деформування торсіонних валів систем підресорювання транспортних засобів із урахуванням контактної взаємодії. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ», серія: Машинознавство та САПР.* 2022. № 1. С. 91–114.
3. Грабовський А.В., Ткачук М.М., Заворотній А.В., Куценко С.В., Саверська М.С., Клочков І.Є., Ткачук М.А., Зінченко О.І., Деревянкін Р.П. Контактна взаємодія торсіонного валу із шліцевою втулкою при пружно-пластичних деформаціях. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ», серія: Машинознавство та САПР.* –2021. №1. С. 34–46.
4. Ткачук М.М., Заворотній А.В., Зінченко О.І., Грабовський А.В., Ткачук М.А., Пінчук Н.В., Шевченко А.В., Цendra Г.В. Розвиток підходів, моделей та методів дослідження міцності та довговічності торсіонних валів систем підресорювання легких броньованих машин. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ», серія: Машинознавство та САПР.* 2022. № 2. С. 80–93.
5. Birger, I.A. *Soprotivlenie materialov* [Strength of Materials]. Moscow: Mashinostroenie, 1979.
6. Stepin, P.A. *Soprotivlenie materialov* [Strength of Materials]. Moscow: Vysshaya shkola, 1974.
7. Kudryavtsev, V.N. *Detali mashin* [Machine Elements]. Moscow: Mashinostroenie, 1980.
8. Burov, S.A. *Konstruktsiya tankov* [Tank Design]. Moscow: Voenizdat, 1976.
9. Zhukov, V.G. *Khodovaya chast tankov* [Tank Running Gear]. Moscow: Voenizdat, 1982.
10. *Teoriya tanka* [Theory of Tank]. Moscow: Voenizdat, 1970.
11. *Rukovodstvo po ekspluatatsii tanka KV* [KV Tank Operation Manual]. Moscow: Voenizdat, 1941.
12. Miralbes, R., Castejon, L., Santolaria, J. Simulation of suspensions, torsion bars and fifth wheel for semitrailers using finite elements. *Engineering Structures*, 2013, Vol. 56, pp. 1320–1331. DOI: 10.1016/j.engstruct.2013.06.034
13. Geonea, I., Margine, A., Ionescu, A. Computation of a torsion bar: rigidity and fatigue resistance. *Materials Today: Proceedings*, 2019, Vol. 12, pp. 456–463. DOI: 10.1016/j.matpr.2019.03.123
14. Ciampaglia, A., Pavlovic, A., Rega, G. Advanced suspension design using finite element modeling. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 2020, Vol. 234(12), pp. 2950–2964. DOI: 10.1177/0954406220947457
15. Furch, J., Glisnik, J., Skrucany, T. Lifetime testing and numerical analysis of torsion bars. *Engineering Science and Technology*, 2020, Vol. 23(5), pp. 987–

995.
DOI: 10.1016/j.jestch.2020.03.008
16. Zotov, A., et al. Vehicle suspension based on torsion bar and elastic hinge. *Journal of Mechanical Engineering*, 2024, Vol. 70(2), pp. 145–156. DOI: 10.5545/sv-jme.2024.7890
 17. Ткачук М.М., М.С. Саверська, С.В. Куценко, О.І. Зінченко, І.Є. Клочков, М.А. Ткачук, І.О. Волошина. Теоретичні основи досліджень контактної взаємодії та пружно-пластичного деформування елементів машин військового та цивільного призначення. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ», серія: Машинознавство та САПР*, 2022. № 1. С. 139–147.
 18. Zhou G., X. Li, Y. Shi, Y. Zhu, B. Xu. (2006). Numerical simulation of the working process and life prediction of a tank torsion shaft. *Journal of Mechanical Strength*, 28(4): 578-581.
 19. Močilnik V. V., N. Gubeljak, J. Predan. (2011). Model for fatigue lifetime prediction of torsion bars subjected to plastic presetting. *Tehnicki Vjesnik*. 18(4): 537-546.
 20. Močilnik V., Nenad Gubeljak, Jozef Predan. (2015). Surface residual stresses induced by Torsional Plastic Pre-setting of Solid Spring Bar. *International Journal of Mechanical Sciences*. 92: 269-278.
 21. Sun Weiqun, He Feng-ming. (2002). Design and manufacture of vehicle torsion bar spring. *J. Automobile Science and Technology*, 2(2):23-27.

References (transliterated)

1. Dushchenko V.V. *Systemy pidresoriuvannia viiskovykh husenychnykh i kolisnykh mashyn: rozrakhunok ta syntez: navch. posibnyk*. Nats. tekhn. un-t "Kharkiv.politekh.in-t". – Kharkiv: Panov A. M. 2018. 336 p.
2. Tkachuk M.M., Hrabovskyi A.V., Zavorotnii A.V., Kutsenko S.V., Saverska M.S., Klochkov I.Ye., Zinchenko O.I., Tkachuk M.A., Nazarenko S.O., Pinchuk N.V., Marusenko S.I. (2022). Chyselne modeliuvannia pruzhno-plastychnoho deformuvannia torsionnykh valiv system pidresoriuvannia transportnykh zasobiv iz urakhuvanniam kontaktnoi vzaemodii. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI», serii: Mashynoznavstvo ta SAPR*, no. 1, pp.91-114.
3. Hrabovskyi A.V., Tkachuk M.M., Zavorotnii A.V., Kutsenko S.V., Saverska M.S., Klochkov I.Ye., Tkachuk M.A., Zinchenko O.I., Dereviankin R.P. (2021). Kontaktna vzaemodiia torsionnoho vala iz shlitsevoiu vtulkoiu pry pruzhno-plastychnykh deformatsiiakh. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI», serii: Mashynoznavstvo ta SAPR*, no. 1, pp. 34-46.
4. Tkachuk M.M., Zavorotnii A.V., Zinchenko O.I., Hrabovskyi A.V., Tkachuk M.A., Pinchuk N.V., Shevchenko A.V., Tsendra H.V. (2022). Rozvytok pidkhodiv, modelei ta metodiv doslidzhennia mitsnosti ta dovhovichnosti torsionnykh valiv system pidresoriuvannia lehkykh bronovanykh mashyn. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI», serii: Mashynoznavstvo ta SAPR*, no. 2, pp. 80-93.
5. Birger, I.A. *Soprotivlenie materialov* [Strength of Materials]. Moscow: Mashinostroenie, 1979.
6. Stepin, P.A. *Soprotivlenie materialov* [Strength of Materials]. Moscow: Vysshaya shkola, 1974.
7. Kudryavtsev, V.N. *Detali mashin* [Machine Elements]. Moscow: Mashinostroenie, 1980.
8. Burov, S.A. *Konstruktziya tankov* [Tank Design]. Moscow: Voenizdat, 1976.
9. Zhukov, V.G. *Khodovaya chast tankov* [Tank Running Gear]. Moscow: Voenizdat, 1982.
10. *Teoriya tanka* [Theory of Tank]. Moscow: Voenizdat, 1970.
11. *Rukovodstvo po ekspluatatsii tanka KV* [KV Tank Operation Manual]. Moscow: Voenizdat, 1941.
12. Miralbes, R., Castejon, L., Santolaria, J. (2013). Simulation of suspensions, torsion bars and fifth wheel for semitrailers using finite elements. *Engineering Structures*, Vol. 56, pp. 1320–1331. DOI: 10.1016/j.engstruct.2013.06.034
13. Geonea, I., Margine, A., Ionescu, A. (2019). Computation of a torsion bar: rigidity and fatigue resistance. *Materials Today: Proceedings*, Vol. 12, pp. 456–463. DOI: 10.1016/j.matpr.2019.03.123
14. Ciampaglia, A., Pavlovic, A., Rega, G. (2020). Advanced suspension design using finite element modeling. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol. 234(12), pp. 2950–2964. DOI: 10.1177/0954406220947457
15. Furch, J., Glisnik, J., Skrucany, T. (2020). Lifetime testing and numerical analysis of torsion bars. *Engineering Science and Technology*, Vol. 23(5), pp. 987–995. DOI: 10.1016/j.jestch.2020.03.008
16. Zotov, A., et al. (2024). Vehicle suspension based on torsion bar and elastic hinge. *Journal of Mechanical Engineering*, Vol. 70(2), pp. 145–156. DOI: 10.5545/sv-jme.2024.7890
17. Tkachuk M.M., M.S. Saverska, S.V. Kutsenko, O.I. Zinchenko, I.Ye. Klochkov, M.A. Tkachuk, I.O. Voloshyna. (2022). Teoretychni osnovy doslidzhen kontaktnoi vzaemodii ta pruzhno-plastychnoho deformuvannia elementiv mashyn viiskovoho ta tsyvilnoho pryznachennia. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI», serii: Mashynoznavstvo ta SAPR*, no. 1, pp. 139-147.
18. Zhou G., X. Li, Y. Shi, Y. Zhu, B. Xu. (2006). Numerical simulation of the working process and life prediction of a tank torsion shaft. *Journal of Mechanical Strength*, 28(4): 578-581.
19. Močilnik V. V., N. Gubeljak, J. Predan. (2011). Model for fatigue lifetime prediction of torsion bars subjected to plastic presetting. *Tehnicki Vjesnik*. 18(4): 537-546.
20. Močilnik V., Nenad Gubeljak, Jozef Predan. (2015). Surface residual stresses induced by Torsional Plastic Pre-setting of Solid Spring Bar. *International Journal of Mechanical Sciences*. 92: 269-278.
21. Sun Weiqun, He Feng-ming. (2002). Design and manufacture of vehicle torsion bar spring. *J. Automobile Science and Technology*, 2(2):23-27.

Надійшла (received) 13.05.2026
Стаття прийнята до друку 20.05.2026
Опублікована 29.05.2026

Відомості про авторів / About the Authors

Зінченко Олена Іванівна / Zinchenko Olena – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2961-5861>; e-mail: ez99953@gmail.com

Сериков Володимир Іванович / Sierykov Volodymyr – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5295-3925>; e-mail: serikovvi@tmm-sapr.org

Назаренко Сергій Олександрович / Nazarenko Sergiy – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8213-6590>; e-mail: nazarenkoserzh7@gmail.com

Дем'янець Сергій Олегович / Demianets Serhii – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; e-mail: Serhii.Demianets@mit.khpi.edu.ua

Яцковський Євген Іванович / Yatskovskiy Yevhen – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0003-2882-9494>; e-mail: Yevhen.Yatskovskiy@mit.khpi.edu.ua

Фадєєв Андрій Валерійович / Fadiyev Andriy – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», докторант кафедри «Технологія машинобудування та металорізальні верстати», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0009-8436-5173> e-mail: andrii.fadiyev@khpi.edu.ua

Герасимова Олена Сергіївна / Gerasimova Olena – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», науковий співробітник кафедри «Інформаційні технології і системи колісних та гусеничних машин ім. О.О. Морозова», м. Харків, Україна

Шуть Олександр Юрійович / Shut Oleksandr – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна, e-mail: tma@tmm-sapr.org

Вейлер Володимир Сергійович / Veiler Volodymyr – заступник начальника Головного військового представництва, начальник групи контролю якості 85 Головного військового представництва МО України, м. Харків, Україна; e-mail: vejlervladimir@gmail.com

Г. В. ІВАНЕЦЬ, С. А. ГОРЕЛИШЕВ, М. Г. ІВАНЕЦЬ, О. А. НАКОНЕЧНИЙ, О. М. СТАВИЦЬКИЙ

УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДИЧНОГО ПІДХОДУ ДО ОЦІНЮВАННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ОРГАНІЗАЦІЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЗРАЗКІВ ОЗБРОЄННЯ І ВІЙСЬКОВОЇ ТЕХНІКИ ПРОТИПОВІТРЯНОЇ ОБОРОНИ СУХОПУТНИХ ВІЙСЬК

Досвід сучасних війн показав, що головним напрямом застосування засобів повітряного нападу є інтегроване використання крилатих і балістичних ракет, безпілотних літальних апаратів різних типів при нанесенні масованих ударів по критичним об'єктам інфраструктури країни, а також проведення інтенсивних авіаційних ударів для здійснення авіаційної підтримки сухопутних угруповань військ при веденні ними наступальних дій. В таких умовах протиповітряна оборона, зокрема протиповітряна оборона Сухопутних військ, стала одним з основних стратегічних факторів, які визначають рівень безпеки держави, а в ході проведення бойових дій істотно впливає на результати збройного конфлікту або війни. Підтримання зразків озброєння протиповітряної оборони Сухопутних військ в постійній готовності до застосування за призначенням забезпечується чітким та якісним проведенням заходів щодо організації їх експлуатації. У статті запропонована удосконалена методика оцінювання ефективності організації експлуатації зразків озброєння протиповітряної оборони Сухопутних військ. В якості критерію ефективності організації експлуатації озброєння вважається вимога того, що коефіцієнт готовності їх до застосування за призначенням повинен бути не гірше заданого, час приведення в готовність, розгортання та згортання, експлуатаційна технологічність та безпека експлуатації відповідають заданим вимогам при наявному запасі ресурсу. Такий підхід дозволяє більш об'єктивно підійти до оцінювання ефективності організації експлуатації озброєння з метою прийняття необхідних рішень для покращення ситуації в разі необхідності.

Ключові слова: зразок озброєння; ефективність; організація експлуатації; готовність; ресурс; безпека експлуатації

H. IVANETS, S. HORIELYSHEV, M. IVANETS, A. NAKONECHNYI, O. STAVYTSKYI

IMPROVEMENT OF THE METHODOLOGICAL APPROACH TO ASSESSING THE EFFECTIVENESS OF THE ORGANISATION OF OPERATION OF AIR DEFENCE WEAPON AND MILITARY EQUIPMENT SYSTEMS OF THE GROUND FORCES

The experience of modern warfare has shown that the principal direction of the employment of air attack means is the integrated use of cruise and ballistic missiles, unmanned aerial vehicles of various types in delivering massed strikes against critical infrastructure facilities of the country, as well as the conduct of intensive air strikes to provide air support to ground force groupings during their offensive operations. Under such conditions, air defence, in particular the air defence of the Ground Forces, has become one of the primary strategic factors determining the level of national security, and in the course of combat operations substantially influences the outcomes of an armed conflict or war. Maintaining the air defence weapon systems of the Ground Forces in a constant state of readiness for employment in their intended role is ensured by the precise and high-quality implementation of measures for organising their operation. The article proposes an improved methodology for assessing the effectiveness of the organisation of operation of air defence weapon systems of the Ground Forces. As the criterion of effectiveness of the organisation of weapon operation, the requirement is adopted that the readiness coefficient for employment in the intended role shall be no worse than the specified value, that the time for bringing to readiness, deployment and redeployment, operational maintainability, and operational safety meet the established requirements given the available resource margin. This approach allows a more objective assessment of the effectiveness of the organisation of weapon operation for the purpose of making the necessary decisions to improve the situation where required.

Keywords: weapon system; effectiveness; organisation of operation; readiness; resource; operational safety

Постановка проблеми. Досвід ведення бойових дій, у тому числі і широкомасштабна війна Російської Федерації проти України, показав, що головним напрямом застосування засобів повітряного нападу (ЗПН) залишається інтегроване застосування крилатих і балістичних ракет різних типів та безпілотних літальних апаратів (БПЛА) при нанесенні масованих ударів по критичним об'єктам інфраструктури країни, а також проведення інтенсивних авіаційних ударів для здійснення авіаційної підтримки сухопутних угруповань військ при веденні ними наступальних дій [1–6]. Такі комплексні масовані удари по військовій та цивільній інфраструктурі країни спрямовані на зниження потенціалу військово-промислового комплексу, порушення функціонування енергетичної інфраструктури та здійснення психологічного впливу на свідомість громадян та військово-політичного керівництва країни.

В таких умовах протиповітряна оборона (ППО), зокрема протиповітряна оборона Сухопутних військ (ППО СВ), стала одним з основних стратегічних факторів, які визначають рівень безпеки держави, а в ході проведення бойових дій істотно впливає на результати збройного конфлікту або війни.

Підтримання зразків озброєння та військової техніки (ОВТ) військ ППО СВ в постійній готовності до застосування за призначенням забезпечується чітким та якісним проведенням заходів щодо організації їх експлуатації. Це передбачає організацію використання та зберігання зразків ОВТ у справному стані з необхідним запасом ресурсів, скорочення строків приведення їх у готовність до застосування, забезпечення встановлених показників надійності, скорочення трудовитрат під час проведення технічного обслуговування і ремонту (ТОiP), продовження термінів служби ОВТ, впровадження перспективних стратегій ТОiP.

Тому дослідження, які спрямовані на вирішення задачі оцінювання ефективності організації експлуатації зразків ОВТ військ ППО СВ на даний час є актуальними.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Питання підвищення ефективності організації експлуатації зразків ОВТ завжди були актуальними і розглядалися в цілому ряді робіт. Так авторами роботи [7] проведено аналіз

© Г. В. Іванець, С. А. Горелишев, М. Г. Іванець, О. А. Наконечний, О. М. Ставицький, 2026

існуючої системи ТОіР радіоелектронних засобів зенітних ракетних комплексів (ЗРК), запропоновано підхід щодо її удосконалення з урахуванням рекомендацій іноземних виробників озброєння та досвіду технічної експлуатації з метою підвищення її ефективності функціонування.

Планово-попереджувальна система ТОіР передбачає комплекс організаційно технічних заходів попереджувального характеру, що проводяться в плановому порядку з метою забезпечення постійної готовності ОВТ до виконання завдань за призначенням. Система заснована на безперервному контролі технічного стану зразків ОВТ, профілактичному характері основних заходів і на жорсткому плануванні цих заходів як за часом виконання, так і за обсягом робіт. В якості показника оцінювання рівня готовності зразків ОВТ до застосування за призначенням використовується комплексний показник надійності – коефіцієнт готовності [8].

Авторами роботи [9] представлено результати розробки підходу щодо порядку визначення коефіцієнта боєготовності ЗРК, як комплексного показника надійності, який враховує наявність у нього запасу ресурсу, своєчасність його приведення у початкове положення та підтримання у готовності до бойового використання, а також безвідмовність при бойовому використанні, як для умов мирного часу, так і для воєнного часу.

Основна задача організації експлуатації зразків ОВТ полягає в підтриманні їх в постійній готовності до застосування за призначенням. Одним з напрямків підтримання озброєння в постійній готовності є забезпечення встановлених показників надійності шляхом скорочення трудовитрат під час проведення ТОіР та впровадження перспективних стратегій ТОіР. В роботах [10–12] розглянута концепція призначення технічного обслуговування (ТО) зразків ОВТ за комбінованим принципом для підвищення їх надійності функціонування. Комбінований принцип призначення термінів ТО застосовується для озброєння, зношення якого відбувається як під час роботи, так і під час зберігання. За цим принципом ТО виконується через установлені календарні терміни і, крім того, у разі відпрацювання певної частини ресурсу. При цьому перелік і періодичність виконання операцій ТО визначаються значеннями наробітку (або календарною тривалістю експлуатації) з початку експлуатації або після відповідного ремонту. Авторами робіт [13, 14] розглянуті принципи проведення ТО за станом, яке широко використовується в сучасних закордонних зразках ОВТ і характеризується тим, що перелік і періодичність операцій ТО визначається фактичним станом зразків озброєння в момент початку ТО. Перелік і періодичність операцій ТО, в тому числі заміни елементів на зразках озброєння, призначаються за результатами контролю їх технічного стану. Контроль може

бути безперервним або періодичним. Періодичність встановлюється за результатами прогнозування технічного стану зразків ОВТ. Операції заміни, регулювання, поточного ремонту призначаються у разі виявлення непрацездатності зразка або його передвідмовного стану.

Таким чином, проведений аналіз літературних джерел показує, що питанням оцінювання ефективності організації експлуатації зразків ОВТ з урахуванням всіх її аспектів приділено недостатньо уваги. В основному розглядаються питання впливу ефективності проведення ТОіР на показники готовності озброєння до застосування за призначенням

З огляду на це потребує вирішення задача удосконалення методичного підходу щодо оцінювання ефективності організації експлуатації зразків ОВТ, зокрема зенітних засобів ППО СВ.

Мета дослідження полягає в удосконаленні методичного підходу щодо оцінювання ефективності організації експлуатації зразків ОВТ військ ППО СВ.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- розробити критерії оцінювання ефективності організації експлуатації зразків ОВТ через одиничні показники надійності (безвідмовності та ремонтпридатності);

- розробити удосконалений методичний підхід щодо оцінювання ефективності організації експлуатації зразків ОВТ військ ППО СВ з врахуванням надійності їх функціонування та відповідності ТТХ додаткових вимог.

Виклад основного матеріалу. У нашому дослідженні ефективність визначається як загальна властивість будь-якої цілеспрямованої діяльності, що розкривається через категорію мети та об'єктивно виражається ступенем її досягнення на основі витрат ресурсів та часу. Ефективність організації експлуатації зразків ОВТ військ ППО СВ характеризує ступінь забезпечення надійності та безперебійності їх функціонування з метою підтримання їх в постійній готовності до застосування за призначенням.

Боєготовим вважається такий працездатний зразок ОВТ, що має необхідний запас ресурсу, приведений у початкове положення і підготовлений до виконання завдання до призначення [9].

Відповідно до визначення такий зразок ОВТ характеризується одночасним виконанням таких умов:

- працездатністю у довільний момент наробітку (часу);
- наявністю запасу ресурсу;
- приведений у початкове положення;
- підготовлений до виконання завдання відповідно до призначення.

Працездатність зразка ОВТ характеризується його надійністю, тобто властивістю озброєння зберігати у часі в установлених межах значення всіх параметрів, що характеризують здатність виконувати потрібні функції в заданих режимах та

умовах застосування, ТО, зберігання та транспортування. Надійність є комплексною властивістю, яка залежно від призначення містить безвідмовність, довговічність, ремонтпридатність та збережувальність чи певні поєднання цих властивостей.

Ефективність організації експлуатації зразків ОВТ військ ППО СВ з метою підтримання їх в постійній бойовій готовності до застосування за призначенням будемо характеризувати комплексним показником надійності для відновлюваних зразків ОВТ – коефіцієнтом готовності K_G .

Коефіцієнт готовності зразка ОВТ до застосування за призначенням це ймовірність того, що приведений у початкове положення зразок озброєння у довільний момент наробітку (часу) буде готовим до використання за призначенням [15]:

$$K_G = \frac{T_{CP}}{T_{CP} + T_B}, \quad (1)$$

де K_G – коефіцієнт готовності зразка ОВТ;

T_{CP} – середній наробіток (час) між відмовами зразка ОВТ на встановленому інтервалі експлуатації;

T_B – середній наробіток (час) перебування зразка ОВТ у стані відновлення боєготовності (працездатності) на встановленому інтервалі експлуатації.

В якості критерію ефективності організації експлуатації зразків ОВТ військ ППО СВ будемо вважати комплексну вимогу, що коефіцієнт готовності зразків повинен бути не гірше заданого $K_{Gзад}$ та час приведення в готовність, розгортання та згортання, експлуатаційна технологічність та безпека експлуатації відповідають заданим нормам при наявному запасі ресурсу:

$$K_G \geq K_{Gзад}, \quad (2)$$

де $K_{Gзад}$ – значення коефіцієнта готовності зразка ОВТ, яке встановлено керівними документами.

Оскільки для відновлюваних зразків ОВТ при виникненні відмови працездатності передбачено їх відновлення, то надійність функціонування зразків та їх боєздатність можна характеризувати через одиничні показники – T_{CP} та T_B , як складових комплексного показника надійності – коефіцієнта готовності.

Таким чином, під ефективністю організації експлуатації зразків ОВТ будемо розуміти ступінь забезпечення їх надійності до виконання своїх функцій в різних режимах та умовах використання з врахуванням відповідності тактико-технічним характеристикам (ТТХ) наступних додаткових вимог:

- часу приведення в готовність зразка ОВТ;
- часу розгортання та згортання зразка ОВТ;
- безпеки експлуатації зразка ОВТ;

- експлуатаційної технологічності;
- наявності запасу ресурсу зразка ОВТ.

З врахуванням цього, критерії оцінювання ефективності організації експлуатації зразків ОВТ через одиничні показники надійності (безвідмовності та ремонтпридатності) наступні:

1. ефективність організації експлуатації зразків ОВТ повністю задовольняє вимогам, якщо показники надійності зразків (середній час між відмовами T_{CP} , середній час перебування зразка ОВТ у стані відновлення працездатності T_B , час технічного обслуговування i -го виду T_{TOi} та трудомісткість технічного обслуговування i -го виду TD_{TPi}) не гірше заданих в ТТХ на зразок, час приведення в готовність, розгортання та згортання, експлуатаційна технологічність та безпека експлуатації виробу відповідають заданим вимогам при наявному запасі ресурсу;

2. ефективність організації експлуатації зразків ОВТ не в повній мірі задовольняє вимогам, якщо показники надійності зразків (середній час між відмовами T_{CP} , середній час перебування зразка ОВТ у стані відновлення працездатності T_B , час технічного обслуговування i -го виду T_{TOi} та трудомісткість технічного обслуговування i -го виду TD_{TPi}) не гірше заданих в ТТХ на зразок, забезпечується безпека експлуатації зразка, зразок має запас ресурсу, а одна або більше інших додаткових вимог не відповідають заданим вимогам;

3. ефективність організації експлуатації зразків ОВТ не відповідає вимогам, якщо хоча б один із показників надійності зразків (середній час між відмовами T_{CP} , середній час перебування зразка ОВТ у стані відновлення працездатності T_B , час ТО i -го виду T_{TOi} та трудомісткість ТО i -го виду TD_{TPi}) не відповідає вимогам ТТХ на зразок ОВТ або не забезпечується безпечна експлуатація та відсутній запас його ресурсу, не залежно від того відповідають заданим вимогам чи не відповідають інші додаткові вимоги на зразок ОВТ.

Метою оцінки ефективності організації експлуатації зразків ОВТ військ ППО СВ в ході підконтрольної експлуатації (ПКЕ) та штатної експлуатації є:

– підтвердження відповідності зразка ОВТ вимогам нормативно-технічної документації (НТД) в умовах його використання за призначенням;

– оцінювання показників надійності зразків ОВТ під час ПКЕ (штатної експлуатації) у різні пори року та різних кліматичних умовах;

– дослідження зміни якісних показників технічного стану зразків ОВТ під час ПКЕ (штатної експлуатації) в різних умовах.

Збір інформації про надійність та інші експлуатаційні показники зразків ОВТ під час ПКЕ (штатної експлуатації) проводиться для отримання об'єктивних даних, необхідних для удосконалення конструкції зразків, технології

виготовлення, правил та методів експлуатації і ремонту, а також контролю показників надійності.

Під час ПКЕ (штатної експлуатації) зразків ОВТ здійснюється збір інформації для подальшої оцінки показників їх надійності (безвідмовності, ремонтпридатності).

Середній час між відмовами зразка ОВТ T_{CP} обчислюється наступним чином:

$$T_{CP} = \frac{\sum_{i=1}^n t_i}{n}, \quad (3)$$

де T_{CP} – середній час між відмовами зразка ОВТ;

t_i – напрацювання на відмову між i -ою і $(i-1)$ -ою відмовами;

n – кількість відмов за період спостереження (експлуатації).

Середній час перебування зразка ОВТ у стані відновлення працездатності T_B обчислюється наступним чином:

$$T_B = \frac{\sum_{i=1}^n \tau_i}{n}, \quad (4)$$

де T_B – середній час перебування зразка ОВТ у стані відновлення працездатності;

τ_i – час перебування зразка ОВТ у стані відновлення працездатності після виникнення i -ї відмови.

Час технічного обслуговування i -ого виду T_{TOi} оцінюється у відповідності з виразом:

$$T_{TOi} = \sum_{l=1}^m t_{il}, \quad (5)$$

де T_{TOi} – час технічного обслуговування i -ого виду;

t_{il} – тривалість l -ої операції відповідного i -ого виду ТО;

i – вид ТО (контрольний огляд (КО), щоденне технічне обслуговування (ЩТО), технічне обслуговування № 1 (ТО-1), технічне обслуговування № 2, (ТО-2), сезонне обслуговування (СО));

m – кількість операцій в i -му виді ТО.

Трудомісткість ТО i -ого виду TD_{TPi} будемо вимірювати у таких одиницях як людино-години та оцінювати у відповідності з виразом:

$$TD_{TPi} = \sum_{l=1}^m TD_{il}, \quad (6)$$

де TD_{TPi} – трудомісткість ТО i -ого виду;

TD_{il} – трудомісткість l -ої операції відповідного i -ого виду ТО;

i – вид обслуговування (КО, ЩТО, ТО-1, ТО-2, СО);

m – кількість операцій в i -му виді ТО.

Час згорання та розгорання зразка ОВТ на підготовленій позиції обчислюється при кожному його застосуванні на протязі часу ПКЕ (штатної експлуатації). Час згорання та розгорання зразка ОВТ на не підготовленій позиції обчислюється під час здійснення його транспортування.

Перевірка часу розгорання зразка ОВТ на підготовленій позиції здійснюється з похідного положення. Відлік часу на розгорання починається з подачі команди на початок його розгорання і фіксується в момент встановлення зв'язку з датчиками.

Час розгорання t_p є середнім арифметичним отриманих часових показників t_{Pi} розгорання при кожному застосуванні зразка ОВТ, який обчислюється за формулою:

$$t_p = \frac{\sum_{i=1}^n t_{Pi}}{n}, \quad (7)$$

де t_p – середнє арифметичне часу розгорання зразка ОВТ;

t_{Pi} – час розгорання зразка ОВТ при i -му застосуванні;

n – кількість вимірювань часу розгорання зразка ОВТ.

Час згорання t_z є середнім арифметичним отриманих часових показників t_{zi} згорання при кожному застосуванні зразка ОВТ, який обчислюється за формулою:

$$t_z = \frac{\sum_{i=1}^n t_{zi}}{n}, \quad (8)$$

де t_z – середнє арифметичне часу згорання зразка ОВТ;

t_{zi} – час згорання зразка ОВТ при i -му застосуванні;

n – кількість вимірювань часу згорання зразка ОВТ.

Перевірка часу розгорання та часу згорання зразка ОВТ на не підготовленій позиції здійснюється кожного разу під час здійснення маршруту на ділянках місцевості. Перевірка вважається пройденою успішно, якщо:

– час розгорання зразка ОВТ відповідає середнім характеристикам, наведеним в експлуатаційній документації (ЕД) на виріб;

– час згорання зразка ОВТ відповідає середнім характеристикам, наведеним в ЕД на виріб.

Перевірки для оцінки кожного з показників здійснюється методом послідовних замірів часу розгорання та згорання при кожному застосуванні зразка ОВТ.

При оцінці відповідності даних характеристик вимогам ТТХ застосовують два якісних критерії – «відповідає заданим критеріям» або «не відповідає заданим критеріям». Час

згортання та розгортання зразка ОВТ на підготовленій на не підготовленій позиції відповідає вимогам, якщо дані показники не перевищують заявлених у ТТХ, в іншому випадку – не відповідають заданим вимогам.

Метод визначення часу готовності зразка ОВТ до бойової роботи полягає у вимірі часу від початку першої операції по ввімкненню системи до готовності отримання команд управління всіма операторами системи.

Середня тривалість часу готовності зразка ОВТ до роботи обчислюється за формулою:

$$T_{\Gamma} = \frac{\sum_{j=1}^k \sum_{i=1}^n t_{ji}}{nk}, \quad (9)$$

де T_{Γ} – середня тривалість часу готовності зразка ОВТ до роботи, с;

t_{ji} – час готовності зразка ОВТ до роботи з j -м оператором при i -му вимірі, с;

n – кількість вимірів; k – кількість операторів.

Перевірки для оцінки кожного з показників здійснюється протягом ПКЕ (штатної експлуатації). Зразок ОВТ вважають таким, що відповідає вимогам, якщо час готовності до бойової роботи не перевищує задане значення, тобто виконується умова:

$$T_{\Gamma} \leq T_{\Gamma_{зад}}, \quad (10)$$

де $T_{\Gamma_{зад}}$ – значення тривалість часу готовності зразка ОВТ до роботи, яке встановлено керівними документами.

Оцінювання можливості роботи у експлуатаційних режимах в умовах механічних впливів для мобільного варіанту зразків ОВТ ППО СВ. Оцінюється можливість роботи мобільних зразків ОВТ в умовах механічних впливів (ГОСТ 20.39. 304-76) в діапазонах робочих температур від 5 до 40°C при відносній вологості не більш 95% при 30°C та атмосферному тиску не нижче 450 мм рт. ст.

Метод визначення можливості роботи зразка ОВТ в даних експлуатаційних умовах для мобільного варіанту виконання виробу полягає в оцінюванні безвідмовності (працездатності) виробу після механічних впливів у процесі руху (збереженість в умовах транспортування). При оцінці можливості роботи в умовах механічних впливів для мобільного варіанту зразків ОВТ ППО СВ підлягають перевірці та уточненню:

– відповідність зразка ОВТ заданим в технічних умовах (ТУ) показникам щодо зберігання можливості функціонування в умовах транспортування на встановлену дальність із заданими швидкостями;

– уточнюється порядок та обсяг ТО зразка ОВТ при їх транспортуванні.

Перевірка безпеки експлуатації здійснюється візуальним оглядом та при практичних діях з урахуванням специфіки призначення та

використання зразка ОВТ. При цьому особлива увага звертається на:

– відсутність візуально видимих ознак виникнення небезпеки при налаштуванні, експлуатації, обслуговуванні, зберіганні та транспортуванні зразка ОВТ;

– захищеність (мінімізація) від ненавмисних хибних дій, що можуть спричинити виникнення небезпечної ситуації;

– надійність кріплень, з'єднувальних елементів тощо;

– наявність обладнання захисного заземлення (де це передбачено ЕД), пристосування для його кріплення, відповідного маркування;

– наявність та справність засобів автоматичного захисту (відключення) в системі електроживлення (де це передбачено ЕД);

– відсутність випадків, що можуть спричинити неочікувані аварійні ситуації;

– простота процедур реагування на можливі збої, аварійні ситуації.

Серед потенційних ризиків, які можуть виникнути під час експлуатації зразка ОВТ можуть бути технічні несправності, можливі неполадки в роботі програмного забезпечення, ризики, пов'язані з маніпулюванням обладнанням, тощо.

Оцінювання безпеки експлуатації зразка ОВТ здійснюється за 5-бальною шкалою:

– «5» – якщо не було виявлено ознак і випадків виникнення небезпеки під час експлуатації зразка ОВТ, а конструктивне його виконання максимально унеможливило несанкціоновані дії, що можуть спричинити виникнення небезпечної ситуації (повністю забезпечена безпека експлуатації зразка ОВТ);

– «4» – якщо мали місце несуттєві ознаки виникнення небезпечних ситуацій, що були швидко усунуті без значних зусиль, а конструктивне виконання виробу має незначні недоліки, але в цілому забезпечує безпечну експлуатацію зразка ОВТ (в цілому забезпечена безпека експлуатації зразка ОВТ);

– «3» – якщо мали місце ознаки або незначні поодинокі факти виникнення небезпечних ситуацій, що потребувало достатньо зусиль для усунення, а конструктивне виконання зразка ОВТ має суттєві недоліки, що може спричинити небезпеку при його експлуатації (не повністю забезпечена безпека експлуатації зразка ОВТ);

– «2» – якщо мали місце суттєві факти періодичного виникнення небезпечних ситуацій, що потребувало значних зусиль для їх усунення, а конструктивне виконання зразка ОВТ має неприпустимі прорахунки, що створюють умови для небезпеки експлуатації зразка ОВТ (не забезпечена безпека експлуатації зразка ОВТ);

– «1» – якщо системно виникали небезпечні ситуації, що потребувало значних зусиль для їх усунення, а конструктивне виконання виробу має неприпустимі прорахунки, що створюють безпосередні умови для небезпеки при експлуатації зразка ОВТ (не забезпечена безпека експлуатації зразка ОВТ).

Загальна оцінка зразка ОБТ розраховується як середнє арифметичне отриманих оцінок за період спостереження при ПКЕ (штатній експлуатації).

Критерії оцінювання експлуатаційної технологічності зразка ОБТ:

– конструкція зразка ОБТ, розташування органів керування та засобів контролю (діагностування) забезпечують доступність, зручність і простоту виконання операцій при проведенні ТО та робіт з контролю (діагностування) технічного стану заданими способами та методами (повністю відповідають вимогам);

– конструкція зразка ОБТ, розташування органів керування та засобів контролю (діагностування) не забезпечують в повній мірі доступність, зручність і простоту виконання операцій при проведенні ТО та робіт з контролю (діагностування) технічного стану заданими способами та методами (не в повній мірі відповідають вимогам);

– конструкція зразка ОБТ, розташування органів керування та засобів контролю (діагностування) не забезпечують доступність, зручність і простоту виконання операцій при проведенні ТО та робіт з контролю (діагностування) технічного стану заданими способами та методами (не відповідають вимогам).

Оцінювання наявності запасу ресурсу зразка ОБТ здійснюється наступним чином. Ресурс зразків ОБТ характеризує сумарний наробіток від початку його експлуатації чи його поновлення після ремонту до переходу в граничний стан, при досягненні якого експлуатація повинна бути зупинена незалежно від його стану [16]. Ресурс зразків ОБТ можна характеризувати коефіцієнтом запасу ресурсу.

Коефіцієнт запасу ресурсу R_i [16] вибирається в залежності від запасу ресурсу стосовно даного зразка ОБТ наступним чином:

– для зразків, які мають 100% ресурс (нові зразки ОБТ) – $R_i=1$;

– для зразків, які мають ресурс 99,9-75% від початкового ресурсу нового зразка (або зразка після середнього чи капітального ремонту) – $R_i=0,875$;

– для зразків, які мають ресурс 74,9-50% від початкового ресурсу нового зразка (або зразка після середнього чи капітального ремонту) – $R_i=0,625$;

– для зразків, які мають ресурс 49,9-25% від початкового ресурсу нового зразка (або зразка після середнього чи капітального ремонту) – $R_i=0,375$;

– для зразків, які мають ресурс 24,9-0,1% від початкового ресурсу нового зразка (або зразка після середнього чи капітального ремонту) – $R_i=0,125$;

– для зразків, які мають ресурс 0% (зразки витратили встановлений для них ресурс, тому підлягають списанню) – $R_i=0$.

Критерії оцінювання запасу ресурсу зразка ОБТ:

– якщо коефіцієнт запасу ресурсу R_i менше деякого заданого критичного значення $R_{зад}$

($R_i < R_{зад}$), то вважається що запас ресурсу зразка ОБТ не відповідає вимогам;

– якщо коефіцієнт запасу ресурсу R_i не менше деякого заданого критичного значення $R_{зад}$ ($R_i \geq R_{зад}$), то вважається що запас ресурсу зразка ОБТ відповідає вимогам.

Таким чином, удосконалено методичний підхід щодо оцінювання ефективності організації експлуатації зразків ОБТ військ ППО СВ з врахуванням надійності їх функціонування та відповідності ТТХ наступних додаткових вимог – часу приведення в готовність; часу розгортання та згорання; безпеки експлуатації; експлуатаційної технологічності; наявності запасу ресурсу.

Висновки

1. Основна задача організації експлуатації зразків ОБТ військ ППО СВ полягає в підтриманні їх в постійній готовності до застосування за призначенням і передбачає організацію їх використання, зберігання у справному стані з необхідним запасом ресурсів, скорочення строків приведення у готовність до застосування, забезпечення встановлених показників надійності, скорочення трудовитрат під час проведення ТОіР, продовження термінів служби та впровадження перспективних стратегій ТОіР.

2. Ефективністю організації експлуатації зразків ОБТ ППО СВ характеризує ступінь забезпечення їх надійності до виконання своїх функцій в різних режимах та умовах використання з врахуванням відповідності ТТХ наступних додаткових вимог: часу приведення в готовність; часу розгортання та згорання; безпеки експлуатації; експлуатаційної технологічності; наявності запасу ресурсу.

3. Запропонована удосконалена методика оцінювання ефективності організації експлуатації зразків ОБТ ППО СВ. В якості критерію ефективності організації експлуатації зразків ОБТ з метою підтримання їх в постійній готовності до застосування за призначенням вважається вимога того, що коефіцієнт готовності зразків озброєння повинен бути не гірше заданого (показники безвідмовності та ремонтпридатності не гірше заданих в ТТХ на зразок озброєння), час приведення в готовність, розгортання та згорання, експлуатаційна технологічність та безпека експлуатації зразків відповідають заданим вимогам при наявному запасі ресурсу.

Подальші дослідження в цьому напрямку доцільно спрямувати на підвищення ефективності системи експлуатації озброєння та військової техніки з урахуванням сучасної елементної бази та перспективних методів проведення технічного обслуговування та ремонту за фактичним його технічним станом.

Список літератури

1. Кучеренко А.Ф., Носик А.М., Камак Д.О., Закіров З.З. Два роки боротьби з засобами повітряно-космічного нападу військ російської федерації у війні проти

- України. *Виробування та сертифікація*. 2024. № 3(5) 2024. С. 20–29. <https://doi.org/10.37701/ts.05.2024.03>.
2. Сідченко С.О., Залкін С.В., Хударковський К.І., Белімов В.В., Ревін О.В. Напрями розвитку інформаційної кампанії Російської Федерації в ході збройної агресії проти України у вересні – грудні 2022 року. *Наука і техніка Повітряних Сил України*. 2022. №4(49). С. 64–79.
 3. Сідченко С.О., Залкін С.В., Хударковський К.І., Ревін О.В., Белімов В.В., Беляєв П.В. Основні тренди інформаційної кампанії Російської Федерації проти України на початку 2023 року. *Наука і техніка Повітряних Сил України*. 2023. №1(50). С. 106–120. <https://doi.org/10.30748/nitps.2023.50.13>.
 4. Сідченко С.О., Залкін С.В., Хударковський К.І., Ревін О.В., Белімов В.В. Інформаційна кампанія Російської Федерації проти України: аналітичний огляд за період з березня по червень 2023 року. *Наука і техніка Повітряних Сил України*. 2023. №2(51). С. 85–102. <https://doi.org/10.30748/nitps.2023.51.11>.
 5. Корсунов С.І., Бречка М.М., Лезі О.В., Оборонов М.І., Орехов С.В., Стадніченко В.Г. Аналіз застосування аеродинамічних засобів повітряного нападу збройних сил Російської Федерації під час російсько-української війни. *Наука і техніка Повітряних Сил Збройних Сил України*. 2024. №4(53). С. 12–24. <https://doi.org/10.30748/nitps.2023.53.02>.
 6. Кучеренко Ю.Ф., Олексенко О.О., Власік С.М., Александров О.В., Місюк Г.В., Сальник О.В. Аналіз застосування повітряно-ударної компоненти збройних сил Російської Федерації у війні проти України. *Збірник наукових праць Харківського національного університету Повітряних Сил*. 2023. №1(75). С. 14–21. <https://doi.org/10.30748/zhups.2023.75.02>.
 7. Опенько П.В., Доска О.М., Сидоришева В.П., Ярошенко Я.В. Напрями удосконалення технічного обслуговування і ремонту радіоелектронних засобів новітніх зенітних ракетних комплексів. *Повітряна міць України*. Київ: НУОУ. 2025. №1(8). С. 76–83. DOI 10.33099/2786-7714-2025-1-8-76-83.
 8. Воронін В.В., Бурцев В.В., Коломійцев О.В., Деменко М.П., Старцев В.В., Третяк В.Ф., Кулешов О.В., Клівець С.І., Приходько С.М., Кудря І.В. Впровадження планово-попереджувальної стратегії технічного обслуговування і ремонту для модернізованих зразків зенітного ракетного озброєння. *Scientific Collection "InterConf"*, 42 (189), 656–671. Doi 10.51582/interconf.19-20.02.2024.066.
 9. Воронін В.В., Бурцев В.В., Деменко М.П., Печкін А.М., Романюк М.М., Полювач С.А., Бурцева В.В., Новиченко С.В., Коломійцев О.В., Старцев В.В., Третяк В.Ф., Савельєв А.М. Підхід до визначення показників боеготовності виробів зенітного ракетного озброєння. *Scientific Collection "InterConf"*, №201, 661–677. Doi 10.51582/interconf.19-20.05.2024.068.
 10. Mirnenko V., Tyurin V., Openko P., Doska O., Bulay A., Myroniuk M. Calculation Method Modification of Spare Parts Quantity to Restore Operability of Weapon Systems. *Advances in Military Technology*. 2021. Vol. 16, Issue 1. P. 121–132. <https://doi.org/10.3849/aimt.01479>.
 11. Avramenko O., Matsko O., Polishchuk V., Pidhorodetskyi M., Saliy A., Saliy O., Korshets O., Duzhyi R. Determination of the optimal technical servicing periodicity of samples of aerodrome construction equipment. *Strength Mater. Theory Struct.* 2021. № 107. С. 265–280. <https://doi.org/10.32347/2410-2547.2021.107.265-280>.
 12. Mirnenko V., Pustovy S., Radko O., Vablonskyi P. Mathematical model of military equipment products maintenance for the condition-based operation strategy taking into account type I errors. *Journal of KONBiN*. 2020. Volume 50, Issue 1. P. 269–281. <https://doi.org/10.2478/jok-2020-0016>.
 13. Openko P., Bychenkov V., Polishchuk V., Pidhorodetskyi M., Saliy A., Saliy O. Development of mathematical models of process of change of the technical condition of samples of building technique is during realization of strategy of technical exploitation according to condition. *Strength Mater. Theory Struct.* 2023. № 110. С. 375–392. <https://doi.org/10.32347/2410-2547.2023.110.375-392>.
 14. Lukyanchuk V., Lanetskyi B., Koval I., Tyurin V., Openko P., Khoma V. Model of the Surface-to-Air Missile System Reliability during Long-Term Operation. *Advances in Military Technology*. 2021. Vol. 16, no. 2. Pp. 277–288. doi: 10.3849/aimt.01506.
 15. Іванець Г.В., Іванець М.Г., Манжура С.А. Методика оцінювання технічної готовності військових підрозділів до виконання завдань за призначенням. *Збірник наукових праць Національної академії Національної гвардії України*. Харків: НАНГУ, 2024. №2(44). С. 58–68. <https://doi.org/10.33405/2409-7470/2024/2/44/319447>.
 16. Ivanets H., Horielyshev S., Ivanets M. Organizational and technical method of assessing the combat capacity of military units. *Честь і закон (Honor and Law)*. Харків: НАНГУ, 2024. №4 (91). С. 44–53. <https://doi.org/10.33405/2078-7480/2024/4/91/324068>.

References (transliterated)

1. Kucherenko A. F., Nosyk A. M., Kamak D. O., Zakirov Z. Z. Dva roky borotby z zasobamy povitryano-kosmichnoho napadu viisk rosiiskoi federatsii u viini proty Ukrainy [Two years of struggle against the air-space attack means of the russian federation troops in the war against Ukraine]. *Vyprobuvannia ta sertyfikatsiia*, 2024, no. 3(5), pp. 20-29, doi:10.37701/ts.05.2024.03.
2. Sidchenko S. O., Zalkin S. V., Khudarkovskiy K. I., Belimov V. V., Revin O. V. Napriamy rozvytku informatsiinoi kampanii Rosiiskoi Federatsii v khodi zbroinoi ahresii proty Ukrainy u veresni – hrudni 2022 roku [Directions of development of the information campaign of the Russian Federation during the armed aggression against Ukraine in September – December 2022]. *Nauka i tekhnika Povitrianykh Syl Ukrainy*, 2022, no. 4(49), pp. 64-79.
3. Sidchenko S. O., Zalkin S. V., Khudarkovskiy K. I., Revin O. V., Belimov V. V., Bieliayev P. V. Osnovni trendy informatsiinoi kampanii Rosiiskoi Federatsii proty Ukrainy na pochatku 2023 roku [Main trends of the information campaign of the Russian Federation against Ukraine at the beginning of 2023]. *Nauka i tekhnika Povitrianykh Syl Ukrainy*, 2023, no. 1(50), pp. 106-120, doi:10.30748/nitps.2023.50.13.
4. Sidchenko S. O., Zalkin S. V., Khudarkovskiy K. I., Revin O. V., Belimov V. V. Informatsiina kampaniia Rosiiskoi Federatsii proty Ukrainy: analitychnyi ohliad za period z bereznia po cherven 2023 roku [Information campaign of the Russian Federation against Ukraine: analytical review for the period from March to June 2023]. *Nauka i tekhnika Povitrianykh Syl Ukrainy*, 2023, no. 2(51), pp. 85-102, doi:10.30748/nitps.2023.51.11.
5. Korsunov S. I., Brechka M. M., Lezi O. V., Oboronov M. I., Oriekhov S. V., Stadnichenko V. H. Analiz zastosuvannia aerodynamichnykh zasobiv povitrianoho napadu zbroinykh syl Rosiiskoi Federatsii pid chas rosiisko-ukrainskoi viiny [Analysis of the use of aerodynamic air attack means of the armed forces of the Russian Federation during the Russian-Ukrainian war]. *Nauka i tekhnika Povitrianykh Syl Zbroinykh Syl*

- Ukrainy*, 2024, no. 4(53), pp. 12-24, doi:10.30748/nitps.2023.53.02.
6. Kucherenko Yu. F., Oleksenko O. O., Vlasik S. M., Aleksandrov O. V., Misiuk H. V., Salnyk O. V. Analiz zastosuvannya povitrianoudarnoi komponenty zbroinykh syl Rosiiskoi Federatsii u viini proty Ukrainy [Analysis of the use of the air-strike component of the armed forces of the Russian Federation in the war against Ukraine]. *Zbirnyk naukovykh prats Kharkivskoho natsionalnoho universytetu Povitrianykh Syl*, 2023, no. 1(75), pp. 14-21, doi:10.30748/zhups.2023.75.02.
 7. Openko P. V., Doska O. M., Sydorysheva V. P., Yaroshenko Ya. V. Napriamky udoskonalennia tekhnichnoho obsluhovuvannia i remontu radioelektronnykh zasobiv novitnikh zenitno-raketnykh kompleksiv [Directions for improving the maintenance and repair of electronic equipment of the latest surface-to-air missile systems]. *Povitriana moch Ukrainy*, Kyiv: NUOU, 2025, no. 1(8), pp. 76-83, doi:10.33099/2786-7714-2025-1-8-76-83.
 8. Voronin V. V., Burtsev V. V., Kolomiitsev O. V., Demenko M. P., Startsev V. V., Tretiak V. F., Kulieshov O. V., Klivets S. I., Prykhodko S. M., Kudria I. V. Vprovadzhennia planovo-poperedzhuvalnoi stratehii tekhnichnoho obsluhovuvannia i remontu dlia modernizovanykh zrazkiv zenitnoho raketnoho ozbroiennia [Implementation of a preventive maintenance strategy for modernized surface-to-air missile systems]. *Scientific Collection "InterConf+",* 42 (189), pp. 656-671, doi:10.51582/interconf.19-20.02.2024.066.
 9. Voronin V. V., Burtsev V. V., Demenko M. P., Pechkin A. M., Romaniuk M. M., Poliuvach S. A., Burtseva V. V., Novychenko S. V., Kolomiitsev O. V., Startsev V. V., Tretiak V. F., Savelyev A. M. Pidkhid do vyznachennia pokaznykiv boiehotovnosti vyrobiv zenitnoho raketnoho ozbroiennia [Approach to determining the combat readiness indicators of surface-to-air missile systems]. *Scientific Collection "InterConf+",* no. 201, pp. 661-677, doi:10.51582/interconf.19-20.05.2024.068.
 10. Mirnenko V., Tyurin V., Openko P., Doska O., Bulay A., Myroniuk M. Calculation Method Modification of Spare Parts Quantity to Restore Operability of Weapon Systems. *Advances in Military Technology*, 2021, Vol. 16, no. 1, pp. 121-132, doi:10.3849/aimt.01479.
 11. Avramenko O., Matsko O., Polishchuk V., Pidhorodetskyi M., Salii A., Salii O., Korshets O., Duzhyi R. Determination of the optimal technical servicing periodicity of samples of aerodrome construction equipment. *Strength Mater. Theory Struct.*, 2021, no. 107, pp. 265-280, doi:10.32347/2410-2547.2021.107.265-280.
 12. Mirnenko V., Pustovyi S., Radko O., Vablonskyi P. Mathematical model of military equipment products maintenance for the condition-based operation strategy taking into account type I errors. *Journal of KONBiN*, 2020, Vol. 50, no. 1, pp. 269-281, doi:10.2478/jok-2020-0016.
 13. Openko P., Bychenkov V., Polischuk V., Pidhorodetskyi M., Salii A., Salii O. Development of mathematical models of process of change of the technical condition of samples of building technique is during realization of strategy of technical exploitation according to condition. *Strength Mater. Theory Struct.*, 2023, no. 110, pp. 375-392, doi:10.32347/2410-2547.2023.110.375-392.
 14. Lukyanchuk V., Lanetskyi B., Koval I., Tyurin V., Openko P., Khoma V. Model of the Surface-to-Air Missile System Reliability during Long-Term Operation. *Advances in Military Technology*, 2021, Vol. 16, no. 2, pp. 277-288, doi:10.3849/aimt.01506.
 15. Ivanets H. V., Ivanets M. H., Manzhura S. A. Metodyka otsiniuvannia tekhnichnoi hotovnosti viiskovykh pidrozdiliv do vykonannia zavdan za pryznachenniam [Methodology for assessing the technical readiness of military units to perform assigned tasks]. *Zbirnyk naukovykh prats Natsionalnoi akademii Natsionalnoi hvardii Ukrainy*. Kharkiv: NANHU, 2024, no. 2(44), pp. 58-68, doi:10.33405/2409-7470/2024/2/44/319447.
 16. Ivanets H., Horielyshev S., Ivanets M. Organizational and technical method of assessing the combat capacity of military units. *Chest i zakon (Honor and Law)*. Kharkiv: NANHU, 2024, no. 4 (91), pp. 44-53, doi:10.33405/2078-7480/2024/4/91/324068.

Надійшла (received) 27.04.2026

Стаття прийнята до друку 20.05.2026

Опублікована 29.05.2026

Відомості про авторів / About the Authors

Іванець Григорій Володимирович / Ivanets Hryhorii – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний університет Повітряних Сил імені Івана Кожедуба, провідний науковий співробітник науково-дослідної лабораторії факультету протиповітряної оборони Сухопутних військ та інших складових Сил оборони України; м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-4906-5265>; e-mail: iva_gri@ukr.net.

Горелишев Станіслав Анатолійович / Horielyshev Stanislav – кандидат технічних наук, доцент, Національна академія Національної гвардії України, провідний науковий співробітник науково-дослідної лабораторії забезпечення службово-бойової діяльності Національної гвардії України інституту логістики; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1689-0901>; e-mail: port_6633@ukr.net.

Іванець Михайло Григорович / Ivanets Mihail – кандидат технічних наук, старший дослідник, Державний науково-дослідний інститут випробувань і сертифікації озброєння та військової техніки, провідний науковий співробітник – провідний інженер-випробувач, м. Черкаси, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3106-7633>; e-mail: miwgan81@gmail.com

Наконечний Олександр Анатолійович / Nakonechnyi Aleksandr – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний університет Повітряних Сил імені Івана Кожедуба, професор кафедри озброєння і бойового застосування комплексів і систем протиповітряної оборони Сухопутних військ факультету протиповітряної оборони Сухопутних військ та інших складових Сил оборони України, м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-9659-9681>; e-mail: nakon61@gmail.com.

Ставицький Олег Миколайович / Stavitskyi Oleg – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний університет Повітряних Сил ім. Івана Кожедуба, начальник науково-дослідної лабораторії факультету протиповітряної оборони Сухопутних військ та інших складових Сил оборони України, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0005-6442-5002>; e-mail: oleqstavis@gmail.com.

Д. В. КИСЛИЦЯ

ТЕНДЕНЦІ РОЗВИТКУ СУЧАСНИХ БОЙОВИХ МАШИН ПІХОТИ ТА МЕТОДІВ ЇХ ДОСЛІДЖЕНЬ (ОГЛЯДОВА СТАТТЯ)

В умовах сучасних бойових дій виникли нові і набагато вищі вимоги до вдосконалення параметрів захищеності легкоброньованих машин. Завжди була необхідність у зразках бойових броньованих машин, які здатні бути одночасно достатньо захищеними, мати достатню вогневу підтримку піхоти, маневреними та окрім всього мати відносно низьку ціну порівняно з досить важкими танками. Наразі бойові машини піхоти є найближчими до цих запитів, але вони все ж мають ряд недоліків порівняно з іншими бойовими броньованими машинами. Через особливості конструкції ці машини хоч і відносяться до легкоброньованої техніки, все ж мають захист за рівнем ближче до танків, що дозволяє їм краще захищати екіпаж. Багато країн мають свої зразки цього виду бронетехніки, що була розроблена та вдосконалювалась протягом довгого періоду, та з використанням інформації, отриманої з різних військових конфліктів по усьому світу. Нові способи ураження ще більше підняли вимоги до захищеності машин, таким чином, виникла необхідність для більш різностороннього розгляду загроз у дослідженнях захищеності бойових броньованих машин. Метод скінченних елементів як один з найпопулярніших і досить ефективних методів, пройшов досить складний і довгий шлях та зараз широко використовується в сучасних програмах. Одна із згаданих в сучасних дослідженнях проблем є балістична стійкість, яка не втрачає актуальність зараз та вивчається в тому числі з використанням можливостей методу скінченних елементів. Окрім цього, досить важливою є проблема мінної стійкості, яка також досліджується цим методом. Розглянуто сучасні бойові машини піхоти, що вважаються актуальними та перебувають на озброєнні різних країн. Проаналізовано, які методи розрахунку використовуються для досліджень в області захищеності різних легкоброньованих машин та їх частин.

Ключові слова: бойова машина піхоти; легкоброньована машина; методи дослідження

D. KISLITZA

TRENDS IN THE DEVELOPMENT OF MODERN INFANTRY FIGHTING VEHICLES AND METHODS OF THEIR RESEARCH (OVERVIEW ARTICLE)

In the context of modern warfare, new and much higher requirements have arisen for improving the protection parameters of light armored vehicles. There has always been a need for combat armored vehicles that are sufficiently protected, provide adequate fire support for infantry, are maneuverable, and, above all, are relatively inexpensive compared to heavy tanks. Currently, infantry fighting vehicles are closest to these requirements, but they still have a number of disadvantages compared to other combat armored vehicles. Due to their design features, although these vehicles are classified as lightly armored vehicles, they still have protection levels closer to those of tanks, which allows them to assist. Many countries have their own models of this type of armored vehicle, which has been developed and improved over a long period of time, using information obtained from various military conflicts around the world. New methods of attack have further increased the requirements for vehicle protection, thus creating a need for a more comprehensive consideration of threats in research on the protection of combat armored vehicles. The finite element method, as one of the most popular and effective methods, has come a long way and is now widely used in modern programs. One of the problems mentioned in modern research is ballistic resistance, which remains relevant today and is being studied, among other things, the finite element method. In addition, the problem of mine resistance, is also quite important and is being explored by this method. Modern infantry fighting vehicles that are considered relevant and are in service in various countries are considered. The calculation methods used for research in the field of protection of various light armored vehicles and their parts are analyzed.

Keywords: infantry fighting vehicles; lightly armored vehicle; research methods

Вступ. Тенденції світових конфліктів вже сьогодні підняли багато нових вимог до сфери обороноздатності держав. Зокрема, активне використання різних типів безпілотних літальних апаратів (БПЛА) та First Person View (FPV) дронів як засобів розвідки й ураження створило нагальну потребу у розробці ефективних методів протидії цим технологіям. Не зважаючи на нові вимоги, одним із дуже важливих напрямів у цій сфері є легкоброньовані машини (ЛБМ), а саме сучасні зразки бойових машин піхоти (БМП), бронетранспортери (БТР) та інші. Вони повинні виконувати дуже важливі ролі на полі бою – захист та підтримка піхоти. Порівняно з танками, легкоброньовані машини мають значно менші можливості протистояти засобам ураження, потужнішим за великокаліберні кулемети, проте вони є середньою але ключовою ланкою між піхотою та важкою технікою.

На жаль, через складність проектування нових зразків бронетехніки та, водночас, зі стрімким розвитком озброєння разом із удосконаленням сучасних засобів ураження, більшість зразків досі повністю не відповідають вимогам сучасної війни. Попри це, досі з'являються рішення для модернізації існуючих машин, та спроби усунути їх вразливості і підвищити захищеність.

У різних країнах є своє рішення того, як повинна виглядати сучасна ЛБМ. Проте більшість зразків є переробленими чи удосконаленими версіями машин, що розроблені в минулому столітті.

За час війни Україні було надано дуже великий та багатогранний перелік техніки, у тому числі й у забезпеченні транспортування піхоти, ця техніка була випробувана сучасною війною і

© Д. В. Кислиця, 2026

певною мірою можна оцінювати її ефективність у сучасних реаліях.

Мета роботи – розглянути сучасні зразки БМП. Виділити, які методи використовують для досліджень та покращень сучасних ЛБМ. Визначити напрям розвитку бойових машин піхоти та їх захисту в умовах розвитку сучасних способів ураження.

Сучасні зразки бойових машин піхоти. Серед сучасних бойових машин піхоти можна окреслити перелік зразків, що залишаються актуальними на сьогодні, однак окремої уваги заслуговують численні варіації цих платформ:

- «Bradley» (рис. 1) – є основною на озброєнні механізованих військ США з 1981 р., зараз підтримується та модифікується британським транснаціональним підприємством BAE Systems [1];



Рисунок 1 – Bradley M2A4E1

- «Marder» (рис. 2) – німецька машина родом з концерну Rheinmetall [2] та перебуває на озброєнні з 1971 р.;



Рисунок 2 – Marder 1A5

- «Lynx» (рис. 3) – німецьке сімейство нових машин, що були розроблені концерном Rheinmetall [2], та представлені вперше в 2016 р.;



Рисунок 3 – Lynx KF41

- «CV90» (рис. 4) – шведські машини від фірми Hägglunds, яка є частиною BAE Systems [1], та перебуває на озброєнні з 1994 р.;



Рисунок 4 – CV90 MkIV

- «Puma» (рис. 5) – німецька бойова машина останнього покоління, спільний проект концернів KNDS Deutschland [3] та Rheinmetall [2], на озброєнні з 2015 р.;



Рисунок 5 – Puma S1

- «K21» (рис. 6) – південно-кореїнська машина від Hanwha Aerospace [4], яка виготовляється з 2009 р.;



Рисунок 6 – K21

- «ASCOD» (рис. 7) – створена спільно австрійською фірмою Steyr-Daimler-Puch та іспанською Santa Bárbara Sistemas, наразі підтримується General Dynamics European Land Systems [5], та перебуває на озброєнні Австрії та Іспанії з 1996 р.



Рисунок 7 – ASCOD

- «FV510 Warrior» (рис. 8) – британська машина, розроблена компанією GKN, основна інформація розміщена на сайті британської армії

[6], перебуває на озброєнні Великої Британії з 1987 р.



Рисунок 8 – Warrior

- «Tulpar» (рис. 9) – турецька машина компанії Otokar [7], що перебуває на озброєнні збройних сил Туреччини з 2013 р.



Рисунок 9 – Tulpar

Розвиток озброєння та захисту. БМП пройшли довгий шлях удосконалення, вимоги до захисту подібних машин росли з роками.

Ранні модифікації БМП-1 та M2 Bradley розраховували на захист переважно від стрілецького озброєння та великокаліберних кулеметів калібру 12,7 мм. Вимоги до БМП були з урахуванням того, що вони будуть діяти разом з танками, та були би більш мобільними, ніж ці досить важкі машини.

Бойовий досвід машин США в різних частинах світу швидко показав уразливість цих машин до гранатометів та мін, тому світ відносно швидко почав переходити до динамічного захисту, композитної броні та навісних екранів у спробі підвищити захисні характеристики цих машин. Сучасні зразки, такі як «Puma», «CV90» та «Lynx», вже мають багат шарову броню, протимінний захист та системи активного захисту.

Паралельно з розвитком захисту також досить значні зміни відбуваються в переозброєнні. Через особливості конструкції та іншого призначення машини БМП не можуть ефективно використовувати танкові гармати. Ранні машини оснащувались переважно гарматами 20 мм та протитанковими ракетними комплексами (ПТРК) першого покоління. Сучасні машини вже мають на озброєнні 30 мм, 35 мм та 40 мм автоматичні гармати з сучасними зразками ПТРК, програмовані боєприпаси, автоматичний супровід цілі та інші покращення.

Сучасні методи розрахунку бойових машин та їх частин. Процес розробки та вдосконалення сучасних зразків військової техніки також

супроводжується суміжним використанням передових методів для розрахунку, а також програм, які використовують ці методи. Наприклад, широко використовуються програмні продукти ABAQUS чи комплекс програм Ansys з його популярними модулями LS-DYNA та AUTODYN.

Основний метод, що також використовується як підтвердження розрахунків, є експериментальний метод. Попри те, що більшість сучасних досліджень базуються переважно на чисельних методах, експеримент залишається ключовою складовою процесу підтвердження коректності розрахунків. Самі ж розрахунки, у свою чергу, спрямовані на зменшення кількості експериментів. Це важливо, оскільки експериментальні дослідження, хоч і є ефективними, залишаються відносно дорогими. Таким чином, цей метод є головним у процесі підтвердження справедливості результатів та їх адекватності.

Одним із популярних методів, який широко використовують для задач різної складності є метод скінченних елементів (МСЕ), або ж Finite Element Method (FEM). Особливо широко використовується Explicit Dynamics (явна динаміка), що цілком підходить для аналізу високошвидкісних та короточасних процесів, які відбуваються під час вибуху чи зіткнення снаряду з бронею. Суть методу полягає у розбитті складного об'єкту на скінченну кількість простих елементів, та має сітку, яка рухається разом із матеріалом.

Гідродинаміка згладження частинок (ГЗЧ), або Smoothed Particle Hydrodynamics (SPH) - один з чисельних методів, що на відміну від МСЕ більш зосереджений на моделюванні рідин та газів, та не має сітки. У дослідженні [10] було реалізовано перехід від МСЕ до ГЗЧ після перевищення визначених критеріїв руйнування, що можна характеризувати як гібридний метод.

Також ефективно використання емпіричної моделі Джонсона-Кука в дослідженнях [8, 15, 16], яку застосовують разом з іншими методами для прогнозування поведінки матеріалу при його деформації

Розрахунок балістичної стійкості широко поширений та є досить актуальним, статті [8–16] присвячені цій проблематиці та вдало застосовують різні методи для вирішення цих задач.

Досить актуальною темою зараз є композити, зокрема дослідження [8, 9, 13, 14] зосереджені на цьому. Також такій актуальній темі як кераміка приділяють увагу дослідження [10, 15]. Окрім цього, відносно нові дослідження, такі як [16], що приділяють увагу проблематиці, пов'язаній зі зв'язком між балістичними характеристиками та механічними властивостями. Однією з досить цікавих тем досі є використання перфорованих пластин [11], що також частково присутнє в дослідженні [14].

Окрім балістичної стійкості завжди актуальним було питання внутрішніх коливань, вібрацій, модальний аналіз, мінний захист та інші теми, пов'язані з конструкцією машини. Останні дослідження [17–27] розкривають різні аспекти цих

досліджень, використовуючи раніше згадані методи досліджень.

Дослідження [17–23] приділяють увагу проблемі захищеності днища. Модальний аналіз розкривається в сучасних дослідженнях [26–28].

Окрім тем, пов'язаних із захистом, також важливими є розрахунки різних частин машин, в тому числі, наприклад, пов'язаних зі стабільністю підвіски. Так, у дослідженні [29], описані процеси, що не впливають на захищеність в цілому, проте є досить важливими для живучості машини під час виходу з ладу критичних частин машини.

Тенденції розвитку захисту легкоброньованої техніки. Сучасний захист легкоброньованої техніки сильно залежить від засобів ураження, які присутні на полі бою. Таким чином, різні конфлікти в світі так чи інакше призводили до модернізації різних зразків техніки.

Одним із напрямів вдосконалення вже існуючих зразків є додатковий захист, який не сильно залежить від конструкції машини і є досить універсальним. Дослідження [30] приділяє увагу цьому питанню.

У роботі [31] підкреслюється, що захищеність бойових машин повинна включати також рішення щодо конструкції підвіски та оптимізацію ключових систем і їх розташувань так, щоб машина мала можливість евакуюватись при пошкодженні критичних вузлів.

Робота [32] досить добре розкриває раніше згадані виклики сучасних війн. У тому числі, що у сучасній війні є велика номенклатура засобів для ураження техніки.

Ранні зразки бронетехніки навіть не думали розробляти з урахуванням великої кількості загроз зверху корпусу. Лише після початку повномасштабної війни, в якій почали набирати популярність різні варіанти БпЛА, стала очевидна вразливість техніки до скидів різних боєприпасів. Засоби, якими раніше вражали техніку, тепер мають ще більш ефективні засоби доставки до цілі ураження.

Сьогодні рішення щодо захисту ЛБМ можна умовно привести до 3 рівнів:

- перший рівень – базова броня, тобто корпус, який закладається в машину під час її проектування;
- другий рівень – додатковий захист та екранування машини, що не сильно залежить від конструкції машини;
- третій рівень – активний захист, суть якого полягає в завчасному перехопленні різних засобів перед влучанням.

З урахування вищенаведеного, цілком можна зрозуміти переваги сучасних систем активного захисту та виявлення загроз.

Висновки. Таким чином, було розглянуто сучасні зразки БМП, в яких ще буде довгий шлях удосконалення для протидії новим методам ураження. Було також розглянуто методи, які супроводжують процес модернізації та проектування машин. Також проаналізовані тенденції, які спостерігаються на шляху розвитку захисту ЛБМ.

Список літератури

1. Офіційний сайт виробника, BAE Systems. URL: <https://www.baesystems.com/en-us> (дата звернення 07.02.2026)
2. Офіційний сайт виробника, Rheinmetall. URL: <https://www.rheinmetall.com/de> (дата звернення 07.02.2026)
3. Офіційний сайт виробника, KNDS Deutschland. URL: <https://knds.com/en> (дата звернення 07.02.2026)
4. Офіційний сайт виробника, Hanwha Aerospace. URL: <https://www.hanwhaaerospace.com> (дата звернення 07.02.2026)
5. Офіційний сайт виробника, General Dynamics European Land Systems. URL: <https://www.gdels.com> (дата звернення 07.02.2026)
6. Офіційний сайт Британської армії. URL: <https://www.army.mod.uk> (дата звернення 07.02.2026)
7. Офіційний сайт виробника, Otokar. URL: <https://defense.otokar.com.tr> (дата звернення 07.02.2026)
8. Alam, S., & Aboagye, P. (2024). Numerical Modeling on Ballistic Impact Analysis of the Segmented Sandwich Composite Armor System. *Applied Mechanics*, 5(2), 340-361. DOI:<https://doi.org/10.3390/applmech5020020>
9. Ding, L., Gu, X., Shen, P., Kong, X., & Zhou, Y. (2022). Dynamic Response of UHMW-PE Composite Armors under Ballistic Impact of Blunt Projectiles. *Materials*, 15(16), 5594. DOI:<https://doi.org/10.3390/ma15165594>
10. Zochowski, P., Bajkowski, M., Grygoruk, R., Magier, M., Burian, W., Pyka, D., Bocian, M., & Jamrozak, K. (2022). Comparison of Numerical Simulation Techniques of Ballistic Ceramics under Projectile Impact Conditions. *Materials*, 15(1), 18. DOI: <https://doi.org/10.3390/ma15010018>
11. Balos, S., Howard, D., Brezilianu, A., & Labus Zlatanović, D. (2021). Perforated Plate for Ballistic Protection—A Review. *Metals*, 11(4), 526. DOI: <https://doi.org/10.3390/met11040526>
12. Nowakowski, M.; Kosiuczenko, K.; Viliš, J. Unmanned vehicle mobility improvement against ballistic threats during specialmissions: A simulation study. *Transp. Probl.* 2025,20, 139–151. DOI: 10.20858/tp.2025.20.1.12
13. Jia, D., Xu, Y., Wang, L., Zhu, J., Zhang, W. (2024). Study of the Ballistic Impact Behavior of Protective Multi-Layer Composite Armor. *Computer Modeling in Engineering & Sciences*, 140(1), 171–199. DOI: <https://doi.org/10.32604/cmescs.2024.046703>
14. M. Mosa, Fahem, Ali, Guthai, Achyuth Thumbalam "Experimental investigation of perforated multi-layered composite armor subjected to ballistic impact," *Al-Qadisiyah Journal for Engineering Sciences*, vol. 17, no. 1, pp. 16-21, 2024. DOI: <https://doi.org/10.30772/qjes.2024.146005.1083>
15. Teoman, A., Göde, E., Çetin, B., Tonbul, K., Çalıřkan, U., & Ögünç, G. İ. (2024). Design of an add-on ceramic composite armour against 14.5 × 114 mm API/B32 projectile for the armoured vehicles and investigation of the ballistic performance of the armour. *Materials Research Express*, 11(4), 045202. DOI: <https://doi.org/10.1088/2053-1591/ad40ff>
16. Li, D., Huang, F., Ren, B., Zhang, W., Xiong, J., Zhou, B., & Guo, X. (2024). Ballistic analysis of high-performance armor steel by numerical simulation. *Scientific Reports*, 14(1), 11466.

- DOI:<https://doi.org/10.1038/s41598-024-62482-5>
17. Li, M., Wang, X., Liu, H. *et al.* MultiObjective optimization of the design of a protective components to chassis protection module for unmanned armored vehicles. *Sci Rep* **15**, 6975 (2025). DOI: <https://doi.org/10.1038/s41598-025-91632-6>
 18. Glavšič, M.; Elek, P. Numerical Analysis of Mine Blast Action on an Armored Vehicle for Different V-Hull Geometries. *Sci. Tech.Rev.* 2020,70, 29–35. DOI: 10.5937/str2001029G
 19. D. Pyka, A. Kurzawa, P. Żochowski, M. Bajkowski, M. Magier, R. Grygoruk, M. Roszak, K. Jamrozak, and M. Bocian. Experimental and numerical reserach on additional vehicles protection against explosives, *Archives of Civil and Mechanical Engineering*, 25:83, 2025. DOI:10.1007/s43452-025-01121-w
 20. Trajkovski, J., Perenda, J., & Kunc, R. (2018). Blast response of light armored vehicles (LAVs) with flat and V-hull floor. *Thin-Walled Structures*, 131, 238–244. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.tws.2018.06.040>
 21. Markose, A., & Lakshmana Rao, C. (2020). Effectiveness of polyurea coated steel plates in blast mitigation in vehicles. In R. Prakash, R. Suresh Kumar, A. Nagesha, G. Sasikala, & A. Bhaduri (Eds.), *Structural integrity assessment* (Lecture Notes in Mechanical Engineering). Springer. DOI:https://doi.org/10.1007/978-981-13-8767-8_12
 22. Lotfy, M., & Ezzeldin, M. (2025). Double densification effects of a new enhanced auxetic steel system on mitigating severe explosions. *Defence Technology*. Advance online publication. DOI:<https://doi.org/10.1016/j.dt.2025.09.011>
 23. M. Pešić, N. Jović, V. Milovanović, D. Savić, A. Aničić, M. Živković, S. Savić, FEM Analysis of Anti-Mining Protection of Armored Vehicles. *Applied Engineering Letters*, 7(3), 2022: 89–99. DOI:<https://doi.org/10.18485/aletters.2022.7.3.1>
 24. Ткачук, М. А., Васильєв, А. ., Грабовський, А. ., Ткачук, М. М., Набоков, А. ., Троценко, В. ., Соловей, В. ., Богач, А. . і Малакей, С. . (2025) «ВПЛИВ УДАРНОЇ ХВИЛІ НА ВТРАТУ СТІЙКОСТІ БРОНЕКОРПУСІВ ЛЕГКОБРОНЬОВАНИХ МАШИН», *Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Машинознавство та САПР*, (1), с. 73–91. DOI:10.20998/2079-0775.2025.1.08
 25. Andika, Santosa, S. P., Widagdo, D., & Pratomo, A. N. (2024). Design and Multi-Objective Optimization of Auxetic Sandwich Panels for Blastworthy Structures Using Machine Learning Method. *Applied Sciences*, 14(23), 10831. DOI:<https://doi.org/10.3390/app142310831>
 26. Zafer, N. Vibration Analysis and Optimization of a Tracked Armored Vehicle. *Journal of Vibration Engineering Technologies*. DOI:<https://doi.org/10.1007/S42417-022-00739-X>
 27. Hryciów, Z., Małachowski, J., Rybak, P., & Wiśniewski, A. (2021). Research of Vibrations of an Armoured Personnel Carrier Hull with FE Implementation. *Materials*, 14(22), 6807. DOI:<https://doi.org/10.3390/ma14226807>
 28. Hryciów, Z., Wiśniewski, A., & Rybak, P. (2020). Experimental and numerical modal analysis of the military vehicle hull. *Advances in Military Technology*, 15(2), 379–391. DOI:<https://doi.org/10.3849/aimt.01427>
 29. Xu, H., Li, J., Liu, J., & Gu, B. (2023). Fatigue life analysis of balance elbow structure during firing. *Journal of Physics: Conference Series*, 2460(1), 012028. DOI: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/2460/1/012028>
 30. Подригало, М. А., Баулін, Д. С., Горелишев, С. А., Манжура, С. А., Ільченко, М. І., Одейчук, М. П., Іванець, Г. В., & Віштак, І. В. (2022). Аналіз додаткового бронезахисту легкоброньованої техніки Збройних Сил України та іноземних держав. *Вісник машинобудування та транспорту*, 14(2), 89–96. DOI: <https://doi.org/10.31649/2413-4503-2021-14-2-89-96>
 31. Баган, В., Хаустов, Д., Настишин, Ю., & Костюк, В. (2025). Обґрунтування технічних рішень щодо підвищення захищеності бойових машин у системі заходів забезпечення їх живучості при веденні бойових дій. *Військово-технічний збірник*, 32, 103–112. DOI: <https://doi.org/10.33577/2312-4458.32.2025.103-112>
 32. Дегтяренко, В. (2023). Особливості української бронетехніки: Випробування війною. *Молодий вчений*, 3(115), 33–40. DOI: <https://doi.org/10.32839/2304-5809/2023-3-115-6>

References (transliterated)

1. Ofitsiyni sait vyrobnyka, BAE Systems. URL: <https://www.baesystems.com/en-us> (data zvernennia 07.02.2026)
2. Ofitsiyni sait vyrobnyka, Rheinmetall. URL: <https://www.rheinmetall.com/de> (data zvernennia 07.02.2026)
3. Ofitsiyni sait vyrobnyka, KNDS Deutschland. URL: <https://knds.com/en> (data zvernennia 07.02.2026)
4. Ofitsiyni sait vyrobnyka, Hanwha Aerospace. URL: <https://www.hanwhaaerospace.com> (data zvernennia 07.02.2026)
5. Ofitsiyni sait vyrobnyka, General Dynamics European Land Systems. URL: <https://www.gdels.com> (data zvernennia 07.02.2026)
6. fitsiyni sait Brytanskoï armii. URL: <https://www.army.mod.uk> (data zvernennia 07.02.2026)
7. Ofitsiyni sait vyrobnyka, Otokar. URL: <https://defense.otokar.com.tr> (data zvernennia 07.02.2026)
8. Alam, S., & Aboagye, P. (2024). Numerical Modeling on Ballistic Impact Analysis of the Segmented Sandwich Composite Armor System. *Applied Mechanics*, 5(2), 340-361. DOI:<https://doi.org/10.3390/applmech5020020>
9. Ding, L., Gu, X., Shen, P., Kong, X., & Zhou, Y. (2022). Dynamic Response of UHMW-PE Composite Armors under Ballistic Impact of Blunt Projectiles. *Materials*, 15(16), 5594. DOI:<https://doi.org/10.3390/ma15165594>
10. Zochowski, P., Bajkowski, M., Grygoruk, R., Magier, M., Burian, W., Pyka, D., Bocian, M., & Jamrozak, K. (2022). Comparison of Numerical Simulation Techniques of Ballistic Ceramics under Projectile Impact Conditions. *Materials*, 15(1), 18. DOI: <https://doi.org/10.3390/ma15010018>
11. Balos, S., Howard, D., Brezulanu, A., & Labus Zlatanović, D. (2021). Perforated Plate for Ballistic Protection—A Review. *Metals*, 11(4), 526. DOI: <https://doi.org/10.3390/met11040526>
12. Nowakowski, M.; Kosiuczenko, K.; Viliš, J. Unmanned vehicle mobility improvement against ballistic threats during specialmissions: A simulation study. *Transp. Probl.* 2025,20, 139–151. DOI: 10.20858/tp.2025.20.1.12
13. Jia, D., Xu, Y., Wang, L., Zhu, J., Zhang, W. (2024). Study of the Ballistic Impact Behavior of Protective

- Multi-Layer Composite Armor. *Computer Modeling in Engineering & Sciences*, 140(1), 171–199. DOI: <https://doi.org/10.32604/cmescs.2024.046703>
14. M. Mosa, Fahem, Ali, Guthai, Achyuth Thumbalam "Experimental investigation of perforated multi-layered composite armor subjected to ballistic impact," *Al-Qadisiyah Journal for Engineering Sciences*, vol. 17, no. 1, pp. 16-21, 2024. DOI: <https://doi.org/10.30772/qjes.2024.146005.1083>
 15. Teoman, A., Göde, E., Çetin, B., Tonbul, K., Çalışkan, U., & Ögünç, G. İ. (2024). Design of an add-on ceramic composite armour against 14.5 × 114 mm API/B32 projectile for the armoured vehicles and investigation of the ballistic performance of the armour. *Materials Research Express*, 11(4), 045202. DOI: <https://doi.org/10.1088/2053-1591/ad40ff>
 16. Li, D., Huang, F., Ren, B., Zhang, W., Xiong, J., Zhou, B., & Guo, X. (2024). Ballistic analysis of high-performance armor steel by numerical simulation. *Scientific Reports*, 14(1), 11466. DOI: <https://doi.org/10.1038/s41598-024-62482-5>
 17. Li, M., Wang, X., Liu, H. *et al.* MultiObjective optimization of the design of a protective components to chassis protection module for unmanned armored vehicles. *Sci Rep* 15, 6975 (2025). DOI: <https://doi.org/10.1038/s41598-025-91632-6>
 18. Glavšić, M.; Elek, P. Numerical Analysis of Mine Blast Action on an Armored Vehicle for Different V-Hull Geometries. *Sci. Tech.Rev.* 2020,70, 29–35. DOI: 10.5937/str2001029G
 19. D. Pyka, A. Kurzawa, P. Żochowski, M. Bajkowski, M. Magier, R. Grygoruk, M. Roszak, K. Jamroziak, and M. Bocian. Experimental and numerical reserach on additional vehicles protection against explosives, *Archives of Civil and Mechanical Engineering*, 25:83, 2025. DOI:10.1007/s43452-025-01121-w
 20. Trajkovski, J., Perenda, J., & Kunc, R. (2018). Blast response of light armoured vehicles (LAVs) with flat and V-hull floor. *Thin-Walled Structures*, 131, 238–244. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.tws.2018.06.040>
 21. Markose, A., & Lakshmana Rao, C. (2020). Effectiveness of polyurea coated steel plates in blast mitigation in vehicles. In R. Prakash, R. Suresh Kumar, A. Nagesha, G. Sasikala, & A. Bhaduri (Eds.), *Structural integrity assessment* (Lecture Notes in Mechanical Engineering). Springer. DOI: https://doi.org/10.1007/978-981-13-8767-8_12
 22. Lotfy, M., & Ezzeldin, M. (2025). Double densification effects of a new enhanced auxetic steel system on mitigating severe explosions. *Defence Technology*. Advance online publication. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.dt.2025.09.011>
 23. M. Pešić, N. Jović, V. Milovanović, D. Savić, A. Aničić, M. Živković, S. Savić, FEM Analysis of Anti-Mining Protection of Armored Vehicles. *Applied Engineering Letters*, 7(3), 2022: 89–99. DOI: <https://doi.org/10.18485/aeletters.2022.7.3.1>
 24. Tkachuk, M. A., Vasyliiev, A., Hrabovskiy, A., Tka-chuk, M. M., Nabokov, A., Trotsenko, V., Solovei, V., Bohach, A. i Malakei, S. (2025) «VPLYV UDAR-NOI KhVYLI NA VTRATU STIIKOSTI BRONEKOR-PUSIV LEHKOBRONOVANYKh MASHYN», *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI»*. Serii: Mashynoznavstvo ta SAPR, (1), s. 73–91. DOI:10.20998/2079-0775.2025.1.08
 25. Andika, Santosa, S. P., Widagdo, D., & Pratomo, A. N. (2024). Design and Multi-Objective Optimization of Auxetic Sandwich Panels for Blastworthy Structures Using Machine Learning Method. *Applied Sciences*, 14(23), 10831. DOI: <https://doi.org/10.3390/app142310831>
 26. Zafer, N. Vibration Analysis and Optimization of a Tracked Armored Vehicle. *Journal of Vibration Engineering Technologies*. DOI: <https://doi.org/10.1007/S42417-022-00739-X>
 27. Hryciów, Z., Małachowski, J., Rybak, P., & Wiśniewski, A. (2021). Research of Vibrations of an Armoured Personnel Carrier Hull with FE Implementation. *Materials*, 14(22), 6807. DOI: <https://doi.org/10.3390/ma14226807>
 28. Hryciów, Z., Wiśniewski, A., & Rybak, P. (2020). Experimental and numerical modal analysis of the military vehicle hull. *Advances in Military Technology*, 15(2), 379–391. DOI: <https://doi.org/10.3849/aimt.01427>
 29. Xu, H., Li, J., Liu, J., & Gu, B. (2023). Fatigue life analysis of balance elbow structure during firing. *Journal of Physics: Conference Series*, 2460(1), 012028. DOI: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/2460/1/012028>
 30. Podryhalo, M. A., Baulin, D. S., Horielyshev, S. A., Ma-nzhura, S. A., Ilchenko, M. I., Odeichuk, M. P., Ivanets, H. V., & Vishtak, I. V. (2022). Analiz dodatkovoho brone-zakhystu lehkobronovanoi tekhniky Zbroinykh Syl Ukrainy ta inozemnykh derzhav. *Visnyk mashynobuduvannya ta transportu*, 14(2), 89–96. DOI: <https://doi.org/10.31649/2413-4503-2021-14-2-89-96>
 31. Bahan, V., Khaustov, D., Nastyshyn, Yu., & Kostiuik, V. (2025). Obgruntuvannya tekhnichnykh rishen shchodo pidvy-shchennia zakhyshchenosti boiovykh mashyn u systemi zakhodiv zabezpechennia yikh zhyvuchosti pry vedenni boiovykh dii. *Vii-skovo-tekhnichniy zbirnyk*, 32, 103–112. DOI: <https://doi.org/10.33577/2312-4458.32.2025.103-112>
 32. Dehtiarenko, V. (2023). Osoblyvosti ukrainskoi brone-tekhniky: Vyprobuvannya viinoiu. *Molodyi vchenyi*, 3(115), 33–40. DOI: <https://doi.org/10.32839/2304-5809/2023-3-115-6>

Надійшла (received) 24.03.2026

Стаття прийнята до друку 20.05.2026

Опублікована 29.05.2026

Відомості про авторів /About authors

Кислиця Денис Валерійович / Kyslytsia Denys – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»; аспірант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м Харків, Україна; ORCID <https://orcid.org/0009-0007-9553-1865>; e-mail: kislitsa2019@gmail.com

А. П. КОЖУШКО, С. В. НАДТОЧИЙ, С. О. ШУБА, М. Є. ЯКУНІН

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ТРАНСМІСІЇ МАШИНИ РОЗМІНУВАННЯ З УРАХУВАННЯМ УМОВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

В умовах широкомасштабного мінування територій актуальним є створення ефективних машин розмінування, здатних працювати у складних умовах. Їх надійність, продуктивність і безпечність значною мірою визначаються параметрами силового приводу, зокрема трансмісії, яка забезпечує передачу та перетворення енергії до робочих органів. Специфічні умови експлуатації – слабонесучі ґрунти, перешкоди, змінні та ударні навантаження – вимагають підвищеної адаптивності та енергоефективності трансмісії. Існуючі підходи не повністю враховують ці особливості, що обумовлює необхідність науково обґрунтованих шляхів вибору параметрів машини розмінування. Проведено аналіз сучасного стану розвитку техніки розмінування та розглянуто найбільш поширені й технологічно досконалі машини, що застосовуються у військовій і гуманітарній практиці. Досліджено показники роботи двигуна внутрішнього згоряння Volvo Penta TAD843VE з представленням зовнішньої швидкісної характеристики та характеристики витрати палива. Розроблено кінематичну, структурну та математичну моделі трансмісії машини розмінування, яка враховує опір руйнування та переміщення ґрунту, а також імпульсний ефект від ударів ланцюгів об опорну поверхню. За допомогою моделювання в середовищі Matlab Simulink визначено кінематичні, силові та енергетичні параметри трансмісії при різних режимах роботи технологічного обладнання. Встановлено вплив глибини заглиблення робочого органу на навантаження двигуна та коефіцієнт корисної дії трансмісії. Визначено граничні режими роботи машини та допустимі області функціонування залежно від передавального числа редуктора технологічного обладнання й робочого об'єму гідромоторів. Отримані результати можуть бути використані при проектуванні та модернізації машин розмінування з метою підвищення їх енергоефективності та техніко-експлуатаційних показників.

Ключові слова: гусенична машина; розмінування; двигун внутрішнього згоряння; трансмісія; гідрооб'ємна передача; моделювання; аналіз

A. KOZHUSHKO, S. NADTOCHYI, S. SHUBA, M. YAKUNIN

SUBSTANTIATION OF DEMINING MACHINE TRANSMISSION PARAMETERS CONSIDERING OPERATING CONDITIONS

Under conditions of large-scale landmine contamination, the development of efficient demining machines capable of operating in severe and uncertain environments becomes highly relevant. The reliability, productivity, and operational safety of such machines are largely determined by the parameters of their power drive systems, particularly the transmission, which provides power transfer and energy conversion to the working tools. Specific operating conditions, including weak bearing soils, terrain obstacles, variable resistance forces, and impact loads, require enhanced adaptability and energy efficiency of the transmission system. Existing approaches to transmission parameter selection do not fully consider these operating features, which necessitates the development of scientifically substantiated methods for determining rational parameters of demining machines. The current state of development of demining equipment was analyzed, including the most widespread and technologically advanced machines used in military and humanitarian applications. The operating characteristics of the Volvo Penta TAD843VE internal combustion engine were investigated, including the external speed characteristic and fuel consumption characteristic. Kinematic, structural, and mathematical models of the demining machine transmission were developed. The mathematical model takes into account the resistance forces caused by soil destruction and displacement, as well as the impulse loading generated by chain impacts on the supporting surface during the operation of the working equipment. Using Matlab Simulink simulation tools, the kinematic, power, and energy parameters of the transmission were determined for different operating modes of the technological equipment. The influence of working tool penetration depth on engine load factor and transmission efficiency was established. Limiting operating modes and admissible operating regions depending on the gearbox ratio of the technological equipment and hydraulic motor displacement were determined. The obtained results can be used in the design and modernization of demining machines in order to improve their energy efficiency, operational reliability, and overall technical performance.

Keywords: tracked vehicle; demining; internal combustion engine; transmission; hydrostatic transmission; modeling; analysis

Вступ. У сучасних умовах України питання гуманітарного розмінування набуло критичного значення у зв'язку з масштабним забрудненням територій вибухонебезпечними предметами внаслідок бойових дій. Значні площі сільськогосподарських угідь, промислових зон, транспортної інфраструктури та лісових масивів потребують системного очищення із застосуванням високопродуктивних і безпечних технічних засобів [1]. У цих умовах ефективність машин розмінування визначається не лише їх продуктивністю, але й здатністю працювати в

складному, неоднорідному та потенційно небезпечному середовищі.

У [2] розглянуто існуючі методи розмінування задля визначення можливості його подальшого вдосконалення. Оприлюднена проблематика гуманітарного розмінування, яка охоплює постраждалі країни, екологічні умови, обмеження існуючих методів, тенденції досліджень у цій галузі та гуманітарні наслідки.

© А. П. Кожушко, С. В. Надточий,
С. О. Шуба, М. Є. Якунін, 2026

Автори [2] розглянули можливості розробки нових методів розмінування, що інтегруються технологією безпілотних літальних апаратів зі штучним інтелектом. У роботі [3] визначено три важливі можливості застосування дронів у гуманітарній логістиці, тобто транспортування та доставка; геодезична зйомка та моніторинг; комунікація та інтеграція. Оцінювалось гнучкість та оперативність впровадження, зниження витрат, сталий розвиток, а також перешкоди для впровадження технологічної, організаційної та екологічних галузях.

У роботі [4] запропоновано концепцію відкритої роботизованої платформи для гуманітарного розмінування на базі серійних сільськогосподарських мотоблоків. Основними здобутками роботи є зниження вартості та енергоємності машин, впровадження open-source архітектури й модульного принципу побудови. Автори [4] обґрунтували доцільність переходу від важких машин до компактних роботизованих платформ із високою маневреністю, адаптивністю та можливістю використання різних типів робочого обладнання. У роботі [5] також представлено концепцію багатороботизованої системи AIDeDeX для виявлення мін, саморобних вибухових пристроїв та боєприпасів. Основним здобутком роботи є створення гетерогенної системи з безпілотних наземних і повітряних платформ, оснащених комплексом спеціалізованих сенсорів: GPR, EMI, X-Ray backscatter, Raman-спектрометрами та мультиспектральними камерами. Автори [5] запропонували підхід на основі об'єднання сенсорних даних і кооперативної роботи роботів для підвищення точності локалізації вибухонебезпечних об'єктів, а також розглянули перспективи децентралізованого керування за принципами ройової робототехніки.

Незважаючи на високий рівень автоматизації, роботизовані системи розмінування мають низку суттєвих обмежень. Їх ефективність знижується в складних умовах місцевості через обмежену прохідність, залежність від каналів зв'язку та недостатню адаптивність до змінних ґрунтових умов. Крім того, висока вартість, складність технічного обслуговування та потреба у спеціалізованому обладнанні ускладнюють їх масове застосування, особливо в умовах інтенсивного та масштабного розмінування територій.

Сучасні дослідження [6] підтверджують, що роботизовані системи розмінування, попри високий рівень автоматизації, мають обмежену ефективність у складних польових умовах через проблеми прохідності, складність автономної навігації та високу вартість експлуатації. У [6] зазначено необхідність створення спеціалізованих платформ для роботи на складних типах ґрунтів, що свідчить про недостатню універсальність існуючих роботизованих систем.

Також у сучасних робототехнічних дослідженнях підкреслюється, що ефективність

автономних систем суттєво залежить від складності рельєфу, якості сенсорних систем та умов навігації, а практичне застосування таких комплексів супроводжується значними технічними й економічними обмеженнями [7].

Особливості умов експлуатації машин розмінування, зокрема робота на слабонесучих ґрунтах, наявність перешкод, підвищені вимоги до маневреності та точності керування, зумовлюють необхідність удосконалення підходів до проєктування трансмісійних систем [8]. Крім того, вплив змінних навантажень, ударних режимів роботи виконавчих органів та необхідність забезпечення стабільності швидкісних режимів висувають підвищені вимоги до адаптивності та енергоефективності трансмісії.

Проведення системного аналізу конструктивних особливостей сучасних машин розмінування створює підґрунтя для виявлення основних факторів, що визначають режими навантаження трансмісії, а також дозволяє встановити взаємозв'язки між параметрами силового приводу, умовами експлуатації та ефективністю виконання технологічного процесу [9].

Таким чином, існуючі підходи до вибору параметрів трансмісії часто базуються на узагальнених емпіричних залежностях або орієнтовані на традиційні транспортні машини [10], що не повною мірою враховує специфіку роботи машин розмінування. Це зумовлює необхідність розроблення науково обґрунтованих методів визначення раціональних показників трансмісії, які б враховували взаємодію рушіїв із опорною поверхнею, режимні особливості роботи та енергетичні витрати.

Метою роботи є наукове обґрунтування показників трансмісії машини розмінування з урахуванням умов її експлуатації та вимог до ефективності функціонування. Для досягнення поставленої мети передбачається вирішення завдань, пов'язаних із аналізом існуючих конструктивних рішень, розробленням математичних моделей функціонування трансмісії, а також визначенням критеріїв оцінювання її ефективності.

Виклад основного матеріалу. Сучасний стан розвитку техніки розмінування доцільно конкретизувати шляхом наведення моделей найбільш поширених і технологічно досконалих машин, що застосовуються у військовій та гуманітарній практиці. До сучасних машин розмінування належать: ARMTRAC 400 (Велика Британія), BOZENA 5 (Словаччина), FAE PT-300 (Італія), DOK-ING MV-10 (Хорватія), GCS 200 (Швейцарія та Німеччина), GerminaURCM-3000 (Україна), ГАРТ-5100 (Україна).

Аналіз конструктивних особливостей сучасних машин розмінування, показує, що ключовими тенденціями є: використання дистанційного керування для підвищення безпеки оператора, застосування ланцюгових або фрезерних робочих органів для ефективного руйнування мін, гусеничні шасі для високої

прохідності, модульність конструкції та підвищена вибухостійкість. Ці особливості забезпечують високу продуктивність, надійність і універсальність у різних ґрунтово-кліматичних умовах, а також адаптацію до різних типів місцевості та мінного забруднення.

Дослідження динамічних режимів руху мобільних машин неможливе без адекватного опису процесів, що відбуваються в силовій установці. Саме двигун внутрішнього згоряння визначає характер зміни швидкісних і тягових параметрів машини, особливо в умовах нестационарних режимів, таких як розгін, уповільнення та робота під змінним навантаженням. У зв'язку з цим побудова моделі двигуна є необхідною передумовою для подальшого дослідження динаміки всієї системи.

Існуючі підходи до моделювання роботи двигунів внутрішнього згоряння можна умовно поділити на детерміновані термодинамічні моделі та спрощені інженерні моделі. Перші базуються на описі робочих процесів із використанням ідеалізованих термодинамічних циклів і дозволяють отримати глибоке уявлення про внутрішні процеси в циліндрі. Водночас такі моделі є складними для використання при дослідженні динаміки транспортних засобів. Альтернативою є узагальнені або «усереднені» моделі, які описують взаємозв'язок між основними вхідними та вихідними параметрами двигуна і є більш придатними для задач імітаційного моделювання.

З урахуванням поставлених цілей дослідження доцільно застосувати підхід, що ґрунтується на описі руху колінчастого валу двигуна як основної узагальненої координати системи.

Прийнята математична модель орієнтована на відтворення динамічної поведінки двигуна в складі трансмісійної системи та передбачає використання відносних величин, що спрощує її інтеграцію в загальну модель машини. Окреслена модель роботи двигуна ґрунтується на рівнянні, що описує рух колінчастого валу [11, 12] та виглядає наступним чином

$$J \cdot \frac{d\omega_d}{dt} = \left(\mu_{\text{норм}} + \frac{1 - \frac{\omega_d}{\omega_{\text{ном}}}}{k_x - 1} \right) \cdot M_{\text{ном}} - M_e, \quad (1)$$

де J – приведений до колінчастого валу момент інерції махових мас двигуна внутрішнього згоряння;

$\frac{d\omega_d}{dt}$ – кутове прискорення ланки колінчастого

валу двигуна внутрішнього згоряння;

$\mu_{\text{норм}}$ – нормований крутний момент двигуна внутрішнього згоряння;

ω_d – кутова швидкість колінчастого валу;

$\omega_{\text{ном}}$ – номінальна кутова швидкість колінчастого валу;

k_x – коефіцієнт, що визначає крутизну регуляторної гілки зовнішньої швидкісної характеристики;

$M_{\text{ном}}$ – номінальний крутний момент на колінчастому валу двигуна;

M_d – момент опору руху.

Подальшим кроком дослідимо роботу двигуна, Volvo Penta TAD843VE 235kW, зовнішня-швидкісна характеристика та характеристика витрати палива представлено на рис. 1 згідно з [13].

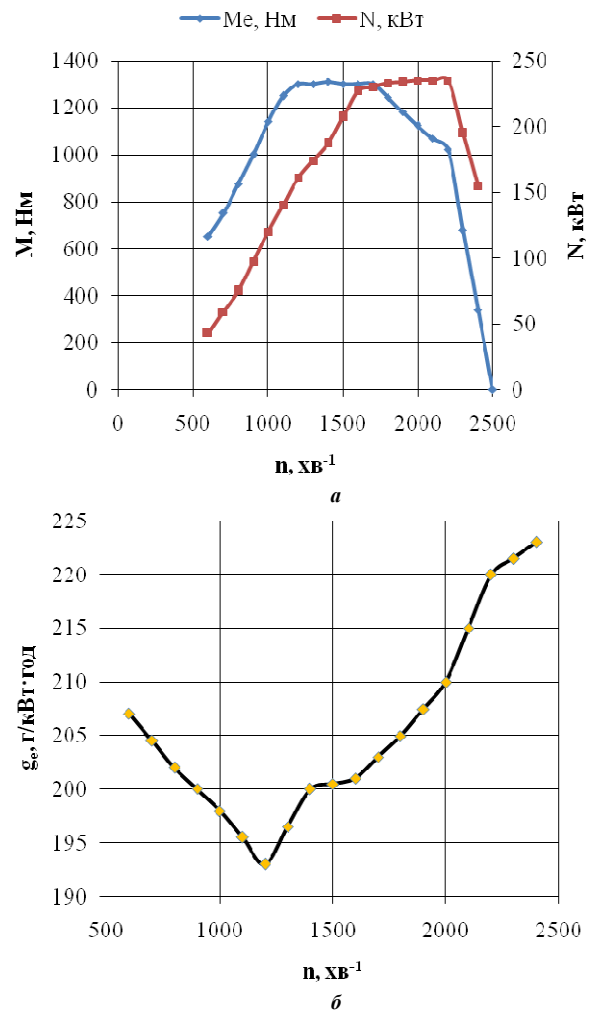


Рисунок 1 – Апроксимовані характеристики двигуна Volvo:
а – зовнішня швидкісна характеристика;
б – характеристики витрати палива

Наступним кроком складемо модель трансмісії. Ефективність функціонування машин розмінування значною мірою визначається параметрами їх трансмісійних систем, які забезпечують передачу енергії від силової установки до рушійних систем та приводу технологічного обладнання. Особливого значення набуває привід робочих органів, оскільки саме він визначає продуктивність, енергетичну ефективність та надійність виконання технологічного процесу розмінування в складних умовах експлуатації.

Сучасні машини розмінування все частіше оснащуються гідрооб'ємними трансмісіями, які у поєднанні з механічними редукторами дозволяють реалізувати широкий діапазон регулювання швидкостей і крутних моментів, забезпечуючи адаптацію до змінних навантажень. Разом із тим, вибір раціональних параметрів такої комбінованої трансмісії є складною науково-технічною задачею, що потребує врахування взаємозв'язку між характеристиками гідромашин, передавальними числами механічних передач і режимами роботи технологічного обладнання.

Одними з ключових параметрів, що визначають роботу гідрооб'ємної передачі, є робочий об'єм гідронасоса та гідромоторів, які безпосередньо впливають на витрату робочої рідини, частоту

обертання та крутний момент на виході системи. У свою чергу, передавальне число циліндричних редукторів визначає узгодження параметрів гідроприводу з вимогами робочого органу. Некоректний вибір цих параметрів може призводити до перевантаження елементів трансмісії, зниження ККД або неефективного використання потужності двигуна.

Аналізуючи складові елементи досліджуваної трансмісії машини розмінування відмітимо, що вона складається з редукторів та гідрооб'ємної передачі, які потребують математичного опису. На основі аналізу структурної схеми (рис. 2) сформуємо кінематичні та силові рівняння трансмісії машини розмінування згідно з [14].

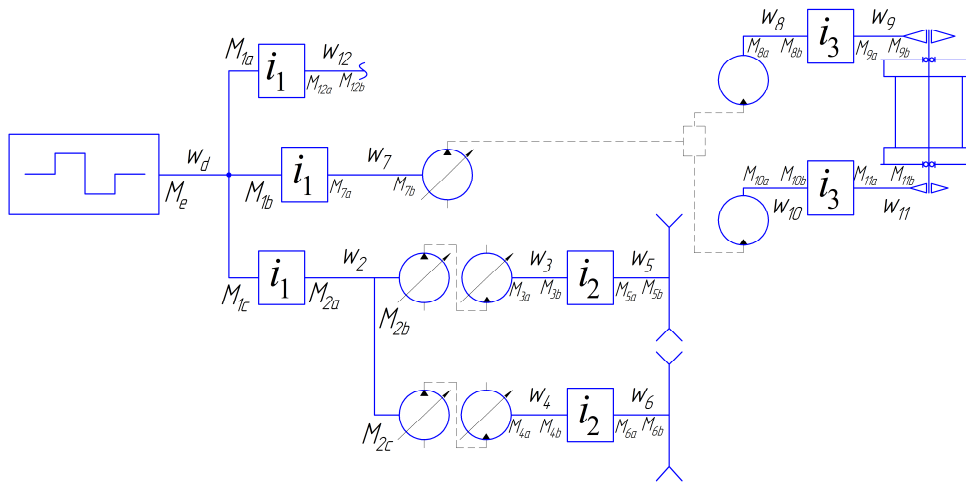


Рисунок 2 – Структурна схема трансмісії машини розмінування

Система рівнянь, що описує кінематичні показники, які протікають у вузлах трансмісії:

$$\begin{cases} \omega_d \cdot i_1 - \omega_{12} = 0; & \omega_d \cdot i_1 - \omega_7 = 0; \\ e_1 \cdot q_1 \cdot \omega_7 - 2 \cdot q_2 \cdot \omega_8 = \lambda \Delta P; \\ \omega_8 \cdot i_3 - \omega_9 = 0; & \omega_d \cdot i_1 - \omega_2 = 0; \\ e_1^1 \cdot q_1^1 \cdot \omega_2 - e_2^1 \cdot q_2^1 \cdot \omega_3 = \lambda^1 \Delta P^1; \\ \omega_3 \cdot i_2 - \omega_5 = 0, \end{cases} \quad (2)$$

де ω_i – кутова швидкість ланки, рад/с;

i_j – передатне відношення редуктора;

e_1 – відносні параметри регулювання гідронасосу гідрооб'ємної передачі для технологічного обладнання;

q_1, q_2 – максимальна продуктивність гідромашин(гідронасоса та гідромотора відповідно), м³/рад;

λ – коефіцієнт об'ємних втрат, пропорційних перепаду тиску в гідросистемі гідрооб'ємної передачі для технологічного обладнання;

ΔP – перепад робочого тиску в гідрооб'ємної передачі для технологічного обладнання, МПа;

e_1^1, e_2^1 – відносні параметри регулювання гідронасосу та гідромотора, що забезпечує транспортну роботу;

q_1^1, q_2^1 – максимальна продуктивність гідромашин(гідронасоса та гідромотора

відповідно), що забезпечує транспортну роботу, м³/рад;

λ^1 – коефіцієнт об'ємних втрат, пропорційних перепаду тиску в гідросистемі гідрооб'ємної передачі, що забезпечує транспортну роботу;

ΔP^1 – перепад робочого тиску в гідрооб'ємної передачі, що забезпечує транспортну роботу, МПа.

Система рівнянь, що описує силові показники, які протікають у вузлах трансмісії:

$$\begin{cases} M_{1a} \cdot \eta^\circ - M_{12a} \cdot i_1 = 0; & M_{1b} \cdot \eta^\circ - M_{7a} \cdot i_1 = 0; \\ M_{7b} - e_1 \cdot q_1 \cdot \Delta P = \Theta \Delta M_1; \\ M_{8a} + 2 \cdot q_2 \cdot \Delta P = \Theta \Delta M_2; \\ M_{8b} \cdot \eta^\circ - M_{9a} \cdot i_3 = 0; & M_{1c} \cdot \eta^\circ - M_{2a} \cdot i_1 = 0; \\ M_{2b} - e_1^1 \cdot q_1^1 \cdot \Delta P^1 = \Theta \Delta M_1^1; \\ M_{3a} + q_2^1 \cdot \Delta P^1 = \Theta \Delta M_2^1; \\ M_{3b} \cdot \eta^\circ - M_{5a} \cdot i_2 = 0; \\ M_{1a} + M_{1b} + M_{1c} + M_e = 0; \\ M_{2a} + M_{2b} = 0; & M_{3a} + M_{3b} = 0; \\ M_{5a} + M_{5b} = 0; & M_{7a} + M_{7b} = 0; \\ M_{8a} + M_{8b} = 0; & M_{9a} + M_{9b} = 0; \\ M_{12a} + M_{12b} = 0, \end{cases} \quad (3)$$

де M_i – моменти на вході і виході редукторів, Нм;

η – ККД в зубчастих зчепленнях, що визначає втрати моментів;

Θ – коефіцієнт обліку втрат у зубчастих зчепленнях ($\Theta = 0$ – без урахування втрат, $\Theta = -1$ з урахуванням втрат у зубчастих зчепленнях);

M_1, M_2 – моменти втрат у гідромашинах, що обчислюються як функції параметрів регулювання e , кутової швидкості валу гідромашини ω , робочого об'єму q та перепаду тиску ΔP [15].

Визначення складових руху технологічного обладнання (барабана з ланцюгами) базується на класичному рівнянні

$$I_{\bar{o}} \cdot \frac{dw_0}{dt} = M_{9b} - M_{onip}, \quad (4)$$

де $I_{\bar{o}}$ – момент інерції мас барабана, що обертаються;

$m_{\bar{o}}$ – маса барабану.

Визначення крутного моменту опору ґрунтується на врахуванні опору руйнування та переміщення ґрунту $M_{zp}(t)$ та імпульсного моменту від ударів ланцюгів $M_{y0}(t)$

$$M_{onip} = M_{zp}(t) + M_{y0}(t). \quad (5)$$

Момент $M_{zp}(t)$ формується внаслідок взаємодії робочих елементів ротора (ланцюгів, ударних елементів) із ґрунтовим середовищем і відображає сукупний опір процесам руйнування, зсуву та переміщення ґрунтової маси. Фізично цей момент є результатом дії розподілених сил опору, що виникають при: пластичному деформуванні та руйнуванні ґрунту (подолання зчеплення та внутрішнього тертя); зсуві ґрунтових шарів уздовж поверхонь ковзання; переміщенні та розкиданні частинок ґрунту робочими елементами; терті ґрунту об елементи робочого органу.

Величина $M_{zp}(t)$ визначається фізико-механічними властивостями ґрунту (щільність, вологість, кут внутрішнього тертя, зчеплення), геометричними параметрами робочого органу (радіус, ширина захвату, довжина ланцюгів) та режимами роботи (глибина обробки, швидкість обертання ротора, поступальна швидкість машини). За своєю природою $M_{zp}(t)$ є порівняно повільно змінною (квазістаціонарною) складовою, оскільки зміни визначаються неоднорідністю ґрунту та варіаціями режимів роботи. У часовій області він характеризується згладженим перебігом без різких піків

$$M_{zp}(t) = k_{zp} \cdot b \cdot h(t) \cdot n_l \cdot r_{\bar{o}} \cdot \frac{1}{\eta_{np}}, \quad (6)$$

де k_{zp} – питомий опір ґрунту;

b – ширина контакту ланцюга;

$h(t)$ – глибина заглиблення;

n_l – кількість ланцюгів, що одночасно взаємодіють з ґрунтом;

η_{np} – ККД приводу.

Момент $M_{y0}(t)$ обумовлений ударною взаємодією ланцюгів робочого органу з

поверхнею ґрунту та перешкодами (камені, тверді включення, вибухонебезпечні предмети). Фізично він виникає внаслідок: різкої зміни імпульсу ланцюга при контакті з перешкодою; перетворення кінетичної енергії ланцюга в роботу руйнування та деформації ґрунту; локальних ударних навантажень, що передаються на ротор і далі на трансмісію. Кожен контакт ланцюга з ґрунтом має короткочасний характер і супроводжується виникненням високоамплітудного імпульсу моменту, тривалість якого значно менша за характерний час зміни $M_{y0}(t)$.

Таким чином, $M_{y0}(t)$ є високочастотною нестационарною складовою, що має імпульсний (переривчастий) характер і визначається: масою та довжиною ланцюгів; кутовою швидкістю ротора (швидкістю удару); жорсткістю контакту «ланцюг – ґрунт»; наявністю твердих включень у ґрунті. У часовій реалізації $M_{y0}(t)$ проявляється як послідовність окремих піків моменту, накладених на середній рівень навантаження

$$M_{y0}(t) = \frac{m_l \cdot \alpha \cdot w_r \cdot r_r^2}{\Delta t} \cdot \left(\frac{h(t)}{h_0} \right)^{0.7}. \quad (7)$$

де m_l – приведена маса ланцюга;

α – коефіцієнт втрати швидкості, тобто частка лінійної швидкості кінця ланцюга, що втрачається на удар;

ω_r – кутова швидкість ротора;

r_r – плече прикладання сили удару, яка перетворює імпульс сили в крутний момент;

Δt – тривалість удару.

Сумарний момент опору має комбінований характер – поєднання квазістаціонарної та імпульсної складових, що є принциповою особливістю машин розмінування. Для визначення взаємозв'язків силових та кінематичних параметрів трансмісії створено програмну реалізацію, які розроблена в системі Matlab за допомогою підсистеми моделювання процесів Simulink (рис. 3).

Подальшим кроком необхідно обґрунтувати критерії оцінювання ефективності трансмісії. Як критерії оцінювання впливу параметрів гідрооб'ємно трансмісії доцільно використовувати коефіцієнт використання потужності двигуна та загальний коефіцієнт корисної дії (ККД) трансмісії. Перший із них характеризує ступінь завантаження силової установки та дозволяє оцінити ефективність її використання в заданих умовах роботи, тоді як другий відображає рівень енергетичних втрат у процесі передачі потужності до робочого органу. Комплексне застосування зазначених критеріїв дає змогу встановити раціональні значення робочого об'єму гідромашин та передавального числа редуктора, що забезпечують одночасно високий рівень використання потужності двигуна та мінімальні втрати енергії в трансмісії.

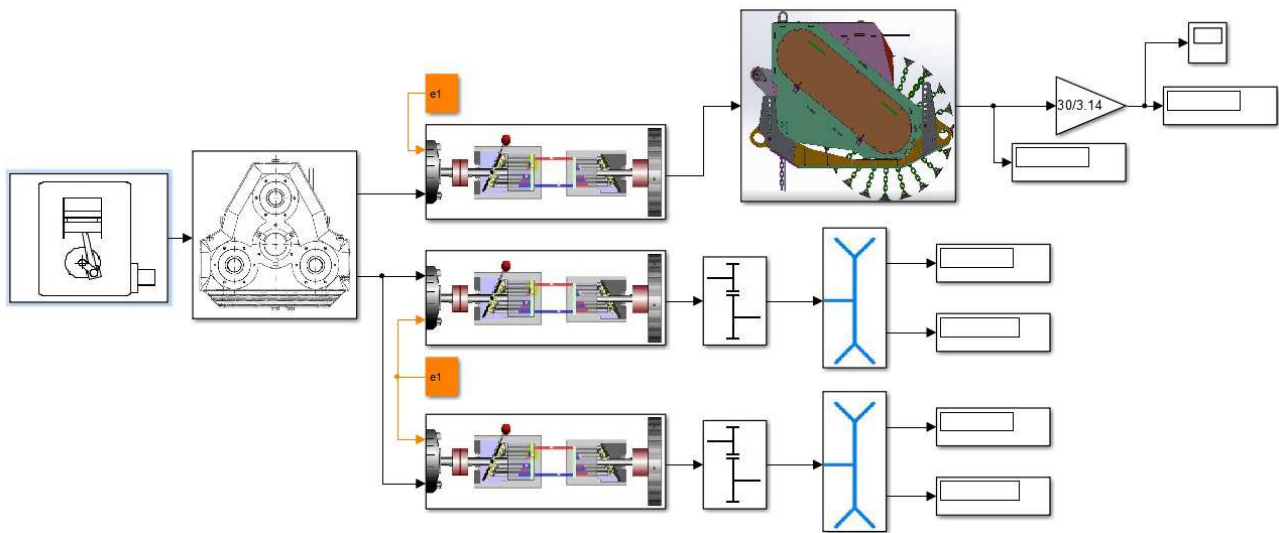


Рисунок 3 – Програмна реалізація для розрахунку кінематичних та силових параметрів реалізована у пакеті програмування MATLAB/SIMULINK

Як критерії оцінювання впливу параметрів гідрооб'ємно трансмісії доцільно використовувати коефіцієнт використання потужності двигуна та загальний ККД трансмісії. Перший із них характеризує ступінь завантаження силової установки та дозволяє оцінити ефективність її використання в заданих умовах роботи, тоді як другий відображає рівень енергетичних втрат у процесі передачі потужності до робочого органу.

Коефіцієнт використання потужності двигуна ε_N визначається як відношення ефективної потужності двигуна до номінальної потужності двигуна. При малих значеннях коефіцієнта спостерігається недовантаження двигуна, що супроводжується зниженням його паливної економічності та нераціональним використанням встановленої потужності. Водночас надмірне наближення коефіцієнта до одиниці може призводити до перевантаження двигуна, особливо в умовах імпульсного характеру навантаження, притаманного роботі барабана з ланцюгами. З огляду на це, раціональний діапазон значень коефіцієнта використання потужності двигуна доцільно приймати в межах 0,75–0,9.

ККД трансмісії є інтегральною характеристикою енергетичної ефективності приводу робочого органу та визначає частку потужності двигуна, що безпосередньо використовується для виконання технологічного процесу. Зміна робочого об'єму гідронасоса впливає на ККД гідросистеми через зміну режимів течії робочої рідини, рівня витоків і гідравлічних втрат. Зокрема, при збільшенні витрати можливе зростання втрат на тертя та дроселювання, що призводить до зниження ефективності.

Використання зазначених критеріїв у комплексі дозволяє врахувати як енергетичні можливості силової установки, так і ефективність передачі цієї енергії до робочого органу. Це створює передумови для формування задачі оптимізації параметрів трансмісії, у якій цільова функція може бути сформульована як

забезпечення максимального ККД при обмеженнях на допустимий рівень завантаження двигуна. Такий підхід дозволяє обґрунтувати раціональні значення робочого об'єму гідронасоса та передавального числа редуктора з урахуванням специфіки роботи машини розмінування, зокрема наявності значних змінних та ударних навантажень.

Обговорення результатів. На початку виконується моделювання базової машини розмінування з варіацією умов експлуатації. Проаналізуємо рух машини розмінування при заглибленні робочого обладнання на середню глибину $h_0 = 0,1\text{ м}$ (рис. 4).

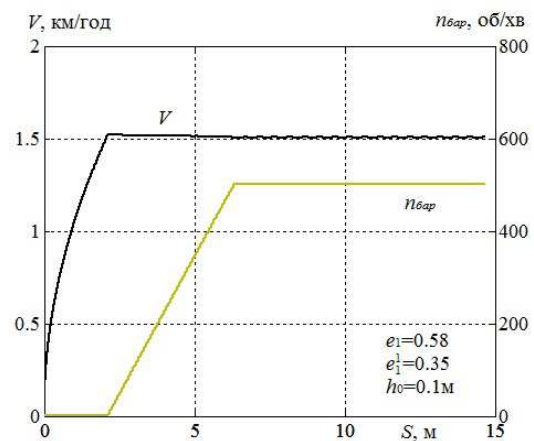


Рисунок 4 – Зміна кінематичних показників машини розмінування при $h_0 = 0,1\text{ м}$

З рис. 4 відмітимо, що швидкість руху машини розмінування, при заглибленні робочого обладнання на середню глибину $h_0 = 0,1\text{ м}$, досягає $V = 1,5\text{ км/год}$. при зміні параметру регулювання $e_1' = 0,35$. Також відмітимо, що частота обертання барабана сягає $n_{\text{обр}} = 500\text{ об/хв}$. при зміні параметру регулювання $e_1 = 0,58$. При таких умовах коефіцієнт використання потужності

двигуна $\varepsilon_N = 0,58$, а ККД трансмісії – $\eta = 0,6$. Також відмітимо, що розподіл потужності, який необхідний на рух машини складає 29,5% від потужності двигуна; на додаткове обладнання – 26%, а на технологічне обладнання 44,5%.

При моделюванні руху машини розмінування, при заглибленні робочого обладнання на середню глибину $h_0 = 0,2$ м, досягання кінематичних показників таких же, як й на рис. 4, відбувається при зміні параметру регулювання $e_1^1 = 0,35$ ($V = 1,5$ км/год.) та при зміні параметру регулювання $e_1 = 0,59$ ($n_{бар} = 500$ об/хв.). При цьому коефіцієнт використання потужності двигуна $\varepsilon_N = 0,81$, а ККД трансмісії – $\eta = 0,75$. Розподіл потужності, який необхідний на рух машини складає 19% від потужності двигуна; на додаткове обладнання – 22%, а на технологічне обладнання – 59%. З результатів помітно, що збільшення глибини заглиблення технологічного обладнання суттєво впливає на кінематичні та силові показники.

При моделюванні руху машини розмінування, при заглибленні робочого обладнання на середню глибину $h_0 = 0,3$ м, досягання кінематичних показників таких же, як й на рис. 4, відбувається при зміні параметру регулювання $e_1^1 = 0,42$ ($V = 1,5$ км/год) та при зміні параметру регулювання $e_1 = 0,66$ ($n_{бар} = 500$ об/хв.). При цьому коефіцієнт використання потужності двигуна $\varepsilon_N = 1,1$, а ККД трансмісії – $\eta = 0,86$. Розподіл потужності, який необхідний на рух машини складає 12% від потужності двигуна; на додаткове обладнання – 16%, а на технологічне обладнання – 72%. За величиною показника використання потужності двигуна встановлено, що реалізація середньої глибини заглиблення $h_0 = 0,3$ м є неприпустимою.

Таким чином, на максимальній величині заглиблення проаналізуємо зміну передавального

числа редуктора i_3 приводу технологічного обладнання з $i_3 = 1,25$ на $i_3 = 1$. Така зміна не дозволяє отримати частоту обертання барабана в $n_{бар} = 500$ об/хв, а лише 310 об/хв. Тому така модернізація не є доцільною. Проте, якщо змінити передавальне числа редуктора i_3 приводу технологічного обладнання з $i_3 = 1,25$ на більше – це підвищить частоту обертання барабана в $n_{бар}$, але зумовить й збільшення перепаду робочого тиску в гідрооб'ємній передачі.

Збільшення робочих об'ємів гідронасоса та гідромотора створює передумови для переходу гідрооб'ємної передачі від високонапірного до більш об'ємного режиму роботи, що може сприяти зниженню рівня робочого тиску та згладжуванню пікових навантажень. За умови раціонального узгодження з передавальним числом редуктора це дозволяє зменшити споживану потужність і частково розвантажити двигун внутрішнього згорання. Водночас збільшення витрати робочої рідини може призводити до зростання енергетичних втрат і підвищення навантаження на двигун. Таким чином, ефективність застосування гідромашин більшого робочого об'єму визначається співвідношенням між зниженням тиску та зростанням витрати і повинна оцінюватися комплексно з урахуванням параметрів редуктора та режимів роботи технологічного обладнання. Тому доцільним є аналіз зміни об'єму гідромашин та передавального числа редуктора i_3 залежно від зміни коефіцієнт використання потужності двигуна ε_N . На рис. 5 показана зміна коефіцієнту використання потужності двигуна ε_N та перепаду робочого тиску в приводі технологічного обладнання ΔP залежно від передавального числа редуктора i_3 та об'єму гідромотору.

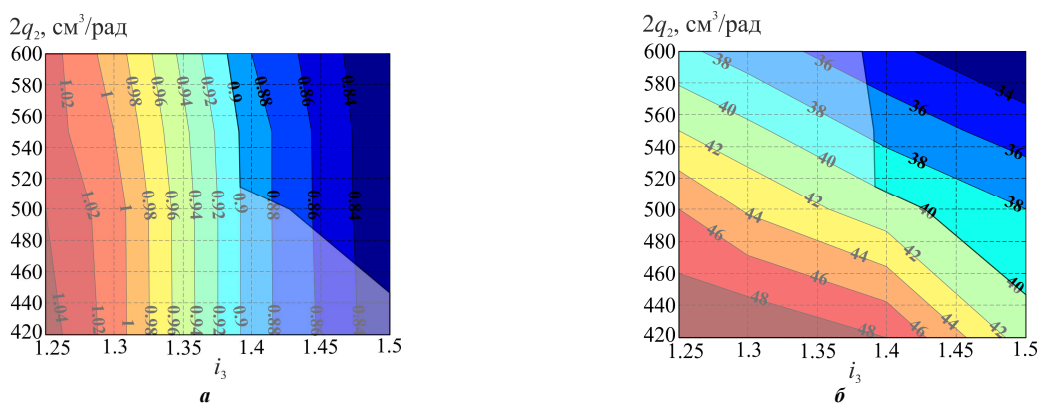


Рисунок 5 – Зміна показників залежно від передавального числа редуктора i_3 та об'єму гідромотору $2q_2$:
а – ε_N ; б – ΔP (МПа)

На рис. 5 показано допустимі межі функціонування машини розмінування з заглибленням технологічного обладнання на глибину 30 см. Умови функціонування прийняті такі що перепад робочого тиску ΔP не повинен перевищувати 40 МПа, а коефіцієнт використання

потужності двигуна ε_N не повинен перевищувати позначки в 0,9. Зважаючи на це, на Рис. 5 показано, що при впровадженні редуктора приводу технологічного обладнання $i_3 = 1,4$ необхідно збільшити об'єми гідромоторів від 260 до 300 см^3 кожного. А при впровадженні

редуктора приводу технологічного обладнання $i_3 = 1,5$ необхідно збільшити об'єми гідромоторів від 230 до 300 см³ кожного.

Таким чином, шляхом варіювання робочого об'єму гідромашин та передавального числа редуктора приводу технологічного обладнання визначено раціональні значення енергетичних (ε_N), силових (ΔP) та експлуатаційні (швидкісні) показники системи машини розмінування.

Висновки. Встановлено, що при заглибленні робочого обладнання на $h_0 = 0,1$ м забезпечується робочий режим руху машини за помірною завантаження двигуна. Із зростанням глибини до $h_0 = 0,2$ м досягнення тих самих кінематичних параметрів супроводжується суттєвим підвищенням використання потужності двигуна ($\varepsilon_N = 0,81$) та ККД трансмісії ($\eta = 0,75$), а також зміщенням балансу потужності в бік технологічного обладнання. Подальше збільшення глибини до $h_0 = 0,3$ м призводить до перевантаження двигуна ($\varepsilon_N = 1,1$), що свідчить про неприпустимість такого режиму роботи.

У результаті дослідження встановлено, що зменшення передавального числа редуктора приводу технологічного обладнання з $i_3 = 1,25$ до $i_3 = 1$ не забезпечує необхідної частоти обертання барабана, що свідчить про недоцільність такої модернізації. Водночас збільшення i_3 дозволяє підвищити частоту обертання барабана, але супроводжується зростанням перепаду робочого тиску в гідрооб'ємній передачі. За результатами параметричного аналізу, з урахуванням обмежень $\Delta P \leq 40$ МПа та $\varepsilon_N \leq 0,9$, визначено допустимі області функціонування машини при заглибленні 0,3 м. Зокрема, при $i_3 = 1,4$ необхідне застосування гідромоторів робочим об'ємом 260–300 см³, а при $i_3 = 1,5$ – 230–300 см³.

Список літератури

1. Підгородецький М., Ясько В., Каленик М. Обґрунтування вагомості основних параметрів перспективних комплектів інженерної розвідки та розмінування місцевості. *Збірник наукових праць Національної академії Державної прикордонної служби України. Серія: військові та технічні науки*, 2024. 94(1). С. 165-175. <https://doi.org/10.32453/3.v94i1.1581>
2. Hassan M. I., Ahmat D., Ouya S. Technologies behind the humanitarian demining: a review. *International Conference on Smart Applications, Communications and Networking (SmartNets)*, 2024. pp. 1-7. <https://doi.org/10.1109/SmartNets61466.2024.10577706>
3. Rejeb A., Rejeb K., Simske S.J., Treiblmaier H. Humanitarian Drones: A Review and Research Agenda. *Internet Things*. 2021. 16. 100434. <https://doi.org/10.1016/J.IOT.2021.100434>
4. Sepolina E.E., Parmiggiani A., Canali C., Cannella F. Disarmadillo: an open source, sustainable, robotic platform for humanitarian demining. *ACTA IMEKO*. 2022. https://doi.org/10.21014/acta_imeko.v11i3.1262
5. Hasselmann K., Malizia M., Caballero R., Poliso F., Govindaraj S., Stigler J., Ilchenko O., Bajic M., Cubber G.D. A multi-robot system for the detection of explosive devices. *ArXiv*. 2024. <https://doi.org/10.48550/arXiv.2404.14167>

6. Oladunjoye O., Maffattone Ch., Al-Nawal J., Fasullo S., Greenspan E., Koller J., Nikulin A., de Smet T., Clayton G.M. Omnidirectional All-Terrain Screw-Driven Robot Design. *Modeling, and Application in Humanitarian Demining*, IFAC-PapersOnLine. 2022. Vol. 55, Is. 27. pp. 7-12. <https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2022.10.480>
7. Li Ch., Lewis K. The Need for and Feasibility of Alternative Ground Robots to Traverse Sandy and Rocky Extraterrestrial Terrain. *Adv. Intell. Syst.* 2022. 2100195. <https://doi.org/10.1002/aisy.202100195>
8. Харченко О., Власенко В., Войновский В., Майданович В. Аналіз сучасних технічних рішень для механізованого розмінування сільськогосподарських угідь в Україні. *Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільськогосподарства України*. 2025. Т.1. № 36(50), С. 99 – 111. [https://doi.org/10.31473/2305-5987-2025-1-36\(50\)-8](https://doi.org/10.31473/2305-5987-2025-1-36(50)-8)
9. Petrișor S.M., Simion M., Bârsan G., Hancu O. Humanitarian Demining Serial-Tracked Robot: Design and Dynamic Modeling. *Machines*. 2023. 11(5):548. <https://doi.org/10.3390/machines11050548>.
10. Camacho-Sanchez C., Yie-Pinedo R., Galindo G. Humanitarian demining for the clearance of landmine-affected areas. *Socio-Economic Planning Sciences*. 2023. Vol.88. 101611, <https://doi.org/10.1016/j.seps.2023.101611>.
11. Ребров О. Ю., Коробка Т. О., Лахман С. В. Математична модель дизельного двигуна в безрозмірних величинах з урахуванням його завантаження і подачі палива. *Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Серія: Транспортне машинобудування* : зб. наук. пр. / Нац. техн. ун-т «Харків. політехн. ін-т». – Харків : НТУ «ХПІ», 2012. № 19. С. 31-36.
12. Ребров О. Ю. Вибір параметрів шин сільськогосподарських тракторів : монографія. – Харків : Мірошніченко О. А., 2021. 302 с.
13. Volvo Penta TAD843VE. Технічні характеристики та специфікації [Електронний ресурс]. // LECTURA Specs – Режим доступу: <https://www.lectura-specs.com.ua/ua/model/komponenti/dviguni-volvo-penta/tad843ve-11703141>
14. Kozhushko A., Veretennikov I., Shevtsov V., Karpov V., Dudka O. Analysis of Changes in the Speed and Power Ranges of Dual-Flow On-Board Transmissions Based on the Power Adder Principle. *Innovations in Mechanical Engineering IV*. ICIEng 2025. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. 2025. https://doi.org/10.1007/978-3-031-93554-1_42
15. Трембач О. С., Кожушко А. П. Розвиток моделі визначення коефіцієнтів втрат об'ємного аксіально-поршневого гідравлічного приводу. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування* : зб. наук. пр. / Нац. техн. ун-т «Харків. політехн. ін-т». – Харків : НТУ «ХПІ», 2024. № 2. С. 137 – 149. <https://doi.org/10.20998/2078-6840.2024.2.15>

References (transliterated)

1. Pidhorodetskyi M., Yasko V., Kalenyk M. *Obgruntuвання vahomosti osnovnykh parametriv perspektivnykh komplektiv inzhenernoi rozvidky ta rozminuvannya mistsevosti* [Approach to determining assessment of perfectness of engineering reconnaissance and surrounding sets]. *Zbirnyk naukovykh prats Natsionalnoi akademii Derzhavnoi*

- prykordonnoi sluzhby Ukrainy. Seriya: viiskovi ta tekhnichni nauky. 2024. 94(1). P. 165–175.
2. Hassan M. I., Ahmat D., Ouya S. Technologies behind the humanitarian demining: a review. *International Conference on Smart Applications, Communications and Networking (SmartNets)*, 2024. pp. 1-7. <https://doi.org/10.1109/SmartNets61466.2024.10577706>
 3. Rejeb A., Rejeb K., Simske S.J., Treiblmaier H. Humanitarian Drones: A Review and Research Agenda. *Internet Things*. 2021. 16. 100434. <https://doi.org/10.1016/J.IOT.2021.100434>
 4. Cepolina E.E., Parmiggiani A., Canali C., Cannella F. Disarmadillo: an open source, sustainable, robotic platform for humanitarian demining. *ACTA IMEKO*. 2022. https://doi.org/10.21014/acta_imeko.v11i3.1262
 5. Hasselmann K., Malizia M., Caballero R., Poliso F., Govindaraj S., Stigler J., Ichenko O., Bajic M., Cubber G.D. A multi-robot system for the detection of explosive devices. *ArXiv*. 2024. <https://doi.org/10.48550/arXiv.2404.14167>.
 6. Oladunjoye O., Maffattone Ch., Al-Nawal J., Fasullo S., Greenspan E., Koller J., Nikulin A., de Smet T., Clayton G.M. Omnidirectional All-Terrain Screw-Driven Robot Design. *Modeling, and Application in Humanitarian Demining*, IFAC-PapersOnLine. 2022. Vol. 55, Is. 27. pp. 7-12. <https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2022.10.480>
 7. Li Ch., Lewis K. The Need for and Feasibility of Alternative Ground Robots to Traverse Sandy and Rocky Extraterrestrial Terrain. *Adv. Intell. Syst.* 2022. 2100195. <https://doi.org/10.1002/aisy.202100195>.
 8. Kharchenko O., Vlasenko V., Voinovskiy V., Maidanovych V. *Analiz suchasnykh tekhnichnykh rishen dlia mekhanizovanoho rozminuvannia silskohospodarskykh uhid v Ukraini* [Analysis of modern technical solutions for mechanized demining of agricultural lands in Ukraine]. *Tekhniko-teknologichni aspekty rozvytku ta vyprovuvannia novoi tekhniki i tekhnolohii dlia silskoho hospodarstva Ukrainy*. 2025. Vol.1. No. 36(50). P. 99–111.
 9. Petrişor S.M., Simion M., Bârsan G., Hancu O. Humanitarian Demining Serial-Tracked Robot: Design and Dynamic Modeling. *Machines*. 2023. 11(5):548. <https://doi.org/10.3390/machines11050548>.
 10. Camacho-Sanchez C., Yie-Pinedo R., Galindo G. Humanitarian demining for the clearance of landmine-affected areas. *Socio-Economic Planning Sciences*. 2023. Vol.88. 101611, <https://doi.org/10.1016/j.seps.2023.101611>.
 11. Rebrov O.Yu., Korobka T.O., Lakhman S.V. *Matematychna model dyzelnoho dvyhuna v bezrozmirnykh velychynakh z urakhuvanniam yoho zavantazhennia i podachi palyva* [Mathematical model of a diesel engine in dimensionless quantities taking into account its loading and fuel supply]. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu "KhPI"*. Kharkiv: NTU "KhPI", 2012. No. 19. P. 31–36.
 12. Rebrov O. Yu. *Vybir parametriv shyn silskohospodarskykh traktoriv : monohrafiia* [Selection of tire parameters for agricultural tractors: monograph]. Kharkiv : Miroshnychenko O. A., 2021, 302 p.
 13. Volvo Penta TAD843VE. *Tekhnichni kharakterystyky ta spetsyfikatsii* [Elektronnyi resurs]. LECTURA Specs. Available at: <https://www.lectura-specs.com.ua/ua/model/komponenti/dviguni-volvo-penta/tad843ve-11703141>
 14. Kozhushko A., Veretennikov I., Shevtsov V., Karpov V., Dudka O. Analysis of Changes in the Speed and Power Ranges of Dual-Flow On-Board Transmissions Based on the Power Adder Principle. *Innovations in Mechanical Engineering IV*. ICIEng 2025. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. 2025. https://doi.org/10.1007/978-3-031-93554-1_42
 15. Trembach O.S., Kozhushko A.P. *Rozvytok modeli vyznachennia koefitsientiv vtrat obiemnoho aksialno-porshnevoho hidravlichnoho pryvodu* [Development of a model for the determination the loss coefficients of volume axial piston hydraulic drives]. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu "KhPI"*. Seriya: Avtomobile- ta traktorobuduvannia. Kharkiv: NTU "KhPI", 2024. No. 2. P. 137–149.

Надійшла (received) 03.05.2026

Стаття прийнята до друку 20.05.2026

Опублікована 29.05.2026

Відомості про авторів / About the Authors

Кожушко Андрій Павлович / Kozhushko Andrii – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри автомобіле- та тракторобудування, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4725-5911>; тел.: (057) 707-64-64; e-mail: Andreykozhushko7@gmail.com.

Надточий Сергій Вячеславович / Nadochyi Sergii – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», магістр кафедри автомобіле- та тракторобудування, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0008-6885-464X>; тел.: (057) 707-64-64; e-mail: Serhii.Nadochyi@mit.khpi.edu.ua.

Шуба Сергій Олександрович / Shuba Sergii – головний конструктор ТОВ «УАТ Інжиніринг», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0006-2260-9302>; тел.: (057) 728-41-41; e-mail: shubaser@ukr.net.

Якунін Максим Євгенович / Yakunin Maksym – доктор філософії (Ph.D), Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри автомобіле- і тракторобудування, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4918-6558>; e-mail: yakunin_maksim92@ukr.net

**О. С. ЛЬОЗНИЙ, М. М. ТКАЧУК, О. В. БОНДАРЕНКО, І. Я. ХРАМЦОВА, Н. А. ДЬОМІНА,
С. І. МАРУСЕНКО, О. В. КОХАНОВСЬКА, Л. М. БОНДАРЕНКО**

ВПЛИВ ЖОРСТКІСНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ПОВЕРХНЕВИХ ШАРІВ НА КОНТАКТНУ ВЗАЄМОДІЮ ТІЛ ІЗ ПОВЕРХНЯМИ БЛИЗЬКОЇ ФОРМИ

У багатьох машинобудівних конструкціях широко розповсюджені деталі, які перебувають у контактній взаємодії. У багатьох випадках така взаємодія відбувається на поверхнях, які номінально співпадають або близькі. Тобто зороз між тілами номінально або нульовий, або дуже малий. У цих випадках важливими чинниками стають два фактори. Перший – це контактна жорсткість, яка визначається властивостями приповерхневих шарів матеріалів. Другий фактор – це збурення геометричної форми контактуючих поверхонь. Прикладами можуть бути елементи підшипників, двигунів, опор роторів, штампів, прес-форм тощо. Для дослідження контактної взаємодії та напружено-деформованого стану таких контактуючих тіл розроблено варіаційну постановку. Ця постановка полягає у адаптації варіаційного принципу Калькера. До функціоналу додаткової роботи додається додатковий доданок, який залежить від властивостей приповерхневих шарів контактуючих тіл та від форми контактуючих поверхонь. Таким чином, у єдиній математичній моделі враховуються обидва важливі фактори. Для дискретизації задачі залучено метод граничних елементів. Для цього шуканий контактний тиск апроксимується на множині кусочно-лінійних функцій, які базуються на трикутній мережі. У результаті виникає проблема мінімізації квадратичної функції на множині лінійних обмежень у вигляді нерівностей. Як приклад здійснено аналіз контактної взаємодії кулькового поршня із біговою доріжкою радіальної гідропередачі.

Ключові слова: контактна взаємодія; варіаційний принцип Калькера; метод граничних елементів; контактна жорсткість; напружено-деформований стан; радіальна гідро-объемна передача

**O. LOZNYI, M. M. TKACHUK, O. BONDARENKO, I. KHRAMTSOVA, N. DOMINA,
S. MARUSENKO, O. KOKHANOVSKA, L. BONDARENKO**

THE EFFECT OF THE STIFFNESS PROPERTIES OF SURFACE LAYERS ON THE CONTACT INTERACTION BETWEEN BODIES AND SURFACES OF SIMILAR SHAPE

In many machine-building structures, parts that are in contact interaction are widespread. In many cases, such interaction occurs on surfaces that nominally coincide or are close. That is, the gap between the bodies is nominally either zero or very small. In these cases, two factors become important factors. The first is the contact stiffness, which is determined by the properties of the near-surface layers of materials. The second factor is the perturbation of the geometric shape of the contacting surfaces. Examples can be elements of bearings, engines, rotor supports, dies, molds, etc. To study the contact interaction and the stress-strain state of such contacting bodies, a variational formulation has been developed. This formulation consists of adapting the Kalker variational principle. An additional term is added to the additional work functional, which depends on the properties of the near-surface layers of the contacting bodies and on the shape of the contacting surfaces. Thus, a single mathematical model takes into account both important factors. The boundary element method is used to discretize the problem. For this purpose, the desired contact pressure is approximated by a set of piecewise linear functions based on a triangular network. As a result, the problem of minimizing a quadratic function on a set of linear constraints in the form of inequalities arises. As an example, an analysis of the contact interaction of a ball piston with a running track of a radial hydraulic transmission is carried out.

Keywords: contact interaction; Kalker's variational principle; boundary element method; contact stiffness; stress-strain state; radial hydro-volumetric transmission

Вступ. Машинобудівні конструкції, як правило, містять у вузлах та з'єднаннях деталі, що знаходяться у контактній взаємодії під навантаженням. Для прикладу, це можуть бути елементи підшипників, двигунів, опор роторів, штампів, прес-форм тощо. Умови міцності формують при цьому прагнення якомога більшою мірою збільшити площу контакту цих деталей. Однак у цих обставинах виходять за області свого застосування різні традиційні моделі – від теорії Герца до методу скінченних елементів.

Що стосується моделі Герца, то серед основних її положень присутнє обмеження стосовно малої площі області контакту порівняно із розмірами контактуючих тіл. Це вступає у протиріччя із випадком, що розглядається.

Якщо ж звернутися до методу скінченних елементів, то він оперує не з реальною геометричною формою, зокрема, контактуючих поверхонь, а із деякою їх апроксимацією за

допомогою того чи іншого типу скінченних елементів. У цьому випадку відбувається спотворення умов контактного спряження, оскільки уже на етапі опису геометричної форми привноситься похибка, яка за умов малого зазору між контактними поверхнями стає набагато більш відчутною, ніж для традиційних випадків контакту тіл неузгодженої форми [1, 2].

Таким чином, особливість технічного рішення для випадків, що розглядаються, змушує створювати нові моделі та методи досліджень контактної взаємодії складнопрофільних тіл із номінально співпадаючими або близькими за формою контактними поверхнями [3, 4]. Зокрема, для випадку контакту тіл, що розглядається, стають важливими:

© О. С. Льозний, М. М. Ткачук, О. В. Бондаренко,
І. Я. Храмцова, Н. А. Дьоміна, С. І. Марусенко,
О. В. Кохановська, Л. М. Бондаренко, 2026

1) модель опису розподілу зазору між контактуючими тілами;

2) властивості приповерхневих шарів матеріалів контактуючих тіл (а також покриттів, плівок, напилень тощо), деформування котрих вносить суттєвий внесок у зміну зазору між тілами.

Як уже зазначалося, традиційні моделі та методи мають обмеження для опису контактної взаємодії зазначених тіл, що досліджуються. Тому потрібно створювати альтернативні підходи, які подібних обмежень позбавлені. Зокрема, привертає увагу підхід на основі напіваналітичного методу граничних елементів (МГЕ), який, своєю чергою, базується на розвитку та адаптації варіаційного принципу Калькера [3, 4]. На розвиток цього підходу спрямована ця робота на прикладі гідропередачі [5].

Аналіз останніх досліджень та публікацій.

Питанням контактної взаємодії пружних тіл складної геометрії присвячено значну кількість наукових праць. У сучасній літературі розроблено та впроваджено різноманітні моделі й методи аналізу напружено-деформованого стану (НДС) контактуючих елементів.

Зокрема, у дослідженні [6] розглянуто задачу одностороннього контакту суцільного пружного тіла з композитною структурою через нелінійний поверхневий шар Вінклера. Остання складається з тонкого покриття (оболонка типу Тимошенка) та суцільної основи, що взаємодіють через додатковий нелінійний вінклерівський шар. Авторами запропоновано варіаційне (слабке) формулювання задачі у вигляді нелінійного рівняння. Застосовуючи апроксимацію методом скінченних елементів (МСЕ), розроблений підхід використано для аналізу контакту суцільних тіл із поверхневими кавернами за наявності тонких покриттів. Визначено характер залежності контактних і міжфазних напружень від геометричних параметрів покриття та характеристик шару Вінклера.

У роботі [7] вивчено контактну задачу для пружних тіл, одне з яких має розривне тонке покриття, змодельоване оболонкою типу Тимошенка. Проаналізовано вплив показників жорсткості та висоти покриття на розподіл поверхневих та еквівалентних напружень. Подібний підхід застосовано у роботі [8], де досліджено взаємодію двох тіл, одне з яких підсилене тонкою оболонкою через нелінійний шар Вінклера, та сформовано відповідне варіаційне рівняння. Термопружну поведінку гетерогенного біматеріалу з міжфазною тріщиною, береги якої взаємодіють під дією стискаючих сил та теплового потоку, описано в дослідженні [9].

Задачу багатотільної контактної взаємодії з нелінійними шарами Вінклера розв'язано у роботі [10]. Для розв'язання нелінійних варіаційних рівнянь із недиференційовними операторами запропоновано модифіковані двоточкові диференціально-різницеви паралельні ітераційні

алгоритми декомпозиції області типу Робіна.

У статті [11] представлено формулювання методу граничних елементів (МГЕ) для моделювання тангенціального контакту пружного напівпростору з гетерогенним покриттям.

Важливе теоретичне значення має праця [12], де обґрунтовано, що загальні варіаційні нерівності становлять фундаментальну основу для вивчення широкого класу задач прикладної механіки. Автором проаналізовано нові класи варіаційних нерівностей, пов'язаних із критеріями оптимальності неопуклих функцій, та запропоновано низку чисельних методів (проекційні методи, рівняння Вінера-Хопфа, штрафні функції тощо) із доведенням їхньої збіжності.

Ефективний чисельний алгоритм для розв'язання фрикційних контактних задач при взаємодії шару зі штампами складної форми запропоновано у роботі [13]. Метод базується на інтегральних рівняннях та процедурах квадратичного програмування. Задачу з невідомою областю контакту сформульовано у вигляді нерівностей Сінборіні та трансформовано за допомогою кубатурних формул у систему лінійних алгебраїчних рівнянь.

Практичні аспекти, зокрема взаємодія в системі «колесо-рейка», розглянуті у роботах [14, 15]. У них підкреслюється роль варіаційної теорії Калькера та трибологічних чинників (шорсткості, приповерхневої пластичної деформації та часової деградації станів поверхонь).

Отже, роботи [1–15] охоплюють проблематику контактної взаємодії переважно на макрорівні, де домінуючим є варіаційний підхід. Однак у цих дослідженнях не повною мірою вирішено задачі для складнопрофільних тіл із урахуванням мікрогеометрії та специфічних властивостей покриттів. Цим аспектам присвячено роботи [16, 17], де засобами МГЕ та теорії Персона вивчено вплив анізотропії шорсткості на реальну площу контакту для різних розподілів висот (Гауссового та Вейбулла). Установлено обмеження низки моделей щодо опису гістерезисних явищ при навантаженні-розвантаженні.

Вплив адгезії на міцність контакту жорстких інденторів із хвилястим профілем та м'яким покриттям досліджено у праці [18], де виявлено критичні значення товщини шару, що розмежовують різні режими адгезійної поведінки. У роботі [19] за допомогою МГЕ проаналізовано контакт волоконних структур із напівпростором, що дало можливість установити залежність адгезійної міцності від жорсткості фібрил.

Окрему групу становлять дослідження технологічних методів зміцнення поверхонь. У статті [20] висвітлено результати формування боридних шарів на сталях, а в роботі [21] обґрунтовано переваги методу мікродугового оксидування (МДО) для покращення триботехнічних характеристик алюмінієвих сплавів.

Незважаючи на значний доробок, питання повної побудови розв'язків задач контактної взаємодії 3D-тіл складної конфігурації (зокрема кулькових поршнів радіальних гідропередач) з урахуванням властивостей гетерогенних поверхневих шарів залишається відкритим. Це зумовлює необхідність розробки нових теоретико-чисельних підходів, що є логічним продовженням досліджень [3, 4, 22-24].

Мета роботи - створення розрахункових моделей та методів дослідження процесів і станів у контактуючих елементах гідропередач.

Основні завдання:

1) Створення удосконаленого варіаційного формулювання для аналізу контактної взаємодії та напружено-деформованого стану складнопрофільних тіл із номінально співпадаючими або близькими контактуючими поверхнями та із урахуванням контактної жорсткості приповерхневих шарів;

2) Реалізація розробленого підходу у вигляді математичної та чисельної моделей;

3) Здійснення досліджень контактної взаємодії елементів радіальних гідрооб'ємних передач.

Створення удосконаленого варіаційного формулювання для аналізу контактної взаємодії та напружено-деформованого стану складнопрофільних тіл із номінально співпадаючими або близькими контактуючими поверхнями та із урахуванням контактної жорсткості приповерхневих шарів. Як зазначалося вище, випадок контактної взаємодії номінально співпадаючих або близьких за формою тіл відрізняється як за фізичною, геометричною та методичною суттю від традиційних випадків контакту гладких тіл узгодженої чи неузгодженої форми [1, 2], що досліджуються відомими методами. За усіма зазначеними аспектами існує множина моделей, форм та методів, придатних для застосування, розвитку та адаптації до розв'язання задач того чи іншого типу. Зокрема, для випадку контактної взаємодії тіл із приповерхневими шарами, властивості яких відрізняються від властивостей матеріалу у глибині, а також із номінально співпадаючою або близькою формою контактуючих поверхонь, видається доцільним звернутися до можливостей варіаційного принципу Калькера, розширивши та пристосувати його до потреб задачі, що виникла.

Реалізація розробленого підходу у вигляді математичної та чисельної моделей. Математична модель контактної взаємодії складнопрофільних елементів радіально-поршневих гідрооб'ємних передач. Аналогічно до підходів, представлених у роботах [3, 4, 22-24], розглянемо загальний випадок контактної взаємодії двох складнопрофільних тіл Ω_1 та Ω_2 , поверхні яких покриті тонкими шарами матеріалів Ω'_1 та Ω'_2 відповідно. Геометричну схему взаємодії, а також фізичний зміст основних параметрів і розрахункових величин наведено на

рис. 1. Об'єми Ω_1 та Ω_2 такі, що можна розглядати їх реакцію на дію тиску на поверхню як реакцію напівпросторів.

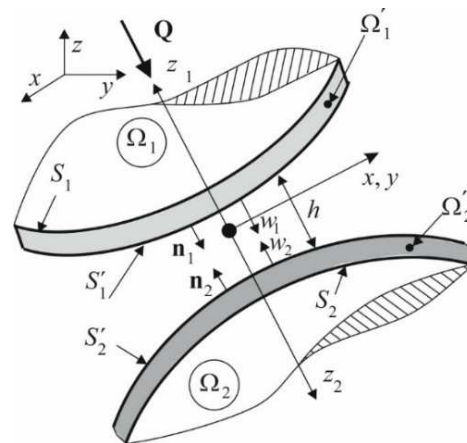


Рисунок 1 - Контакт складнопрофільних тіл Ω_1, Ω_2 за наявності проміжних шарів (покривів) Ω'_1, Ω'_2 відповідно

У межах постановки задачі аналізу контактної взаємодії тіл через розподіл контактного тиску q , згідно з варіаційним принципом Калькера [14, 15], істинний розподіл тиску визначається з умови мінімізації функціонала:

$$I(q) \rightarrow \min, q \in K, \quad (1)$$

де K - множина розподілів тиску, які задовольняють умовам невід'ємності контактного тиску, тобто

$$q \geq 0. \quad (2)$$

Функціонал $I(q)$ має такий вигляд

$$I = \frac{1}{2} a(q, q) - b(q). \quad (3)$$

Тут a і b - відповідно квадратична та лінійна форми розподілів q [3, 4, 14, 15, 22-24].

Об'єм Ω та поверхня S складаються із частин [3, 4, 22-24]:

$$\Omega = \Omega_1 \cup \Omega'_1 \cup \Omega_2 \cup \Omega'_2, \quad (4)$$

$$S = S'_1 \cup S'_2. \quad (5)$$

Якщо дискретизувати розподіл шуканого контактного тиску q у вигляді гранично-елементної апроксимації [3, 4, 22-24], то

$$q = \sum \alpha_i \varphi_i, \quad (6)$$

де α_i - компоненти масиву вузлових параметрів α ;

φ_i - базисні функції.

Тут підсумовування здійснюється на множині вузлів J .

У результаті задача (1) зводиться до проблеми квадратичного програмування

$$\Phi_n = \frac{\sqrt{3}}{2} c^2 \left[\frac{1}{2} \sum_{n=1}^N \sum_{m=1}^N C_{nm} q_n q_m + \sum_{m=1}^N q_m (h_m - \delta) \right] \rightarrow \min; \quad (7)$$

$$\frac{\sqrt{3}}{2} c^2 \sum_{m=1}^N q_m = Q; \quad q_m \geq 0, \quad m=1, N. \quad (8)$$

Мінімізація (7) на множині обмежень (8) дає розв'язок дискретної задачі, який при підстановці у (6) призводить до наближеного розв'язку за (6), а відтак – і компоненти напружено-деформованого стану σ_{ij} , ε_{ij} (напруження та деформації) та розподіл контактного тиску q на S .

Якщо варіювати S , то буде установлена залежність $q(S)$, $\sigma_{ij}(S)$, $\varepsilon_{ij}(S)$. Відповідно, на цій основі можна організувати задачу синтезу.

$$S^*: \rho(S) \rightarrow \text{extr}, \quad (9)$$

де $\rho(S)$ – деяка характеристика (рівень контактної тиску, напружень тощо), яка визначає ту чи іншу умову міцності, що залежить від умов у конкретному випадку.

Аналогічна ситуація – і щодо впливу на контактну взаємодію складнопрофільних тіл властивостей матеріалів їхніх поверхневих шарів Ω'_1 та Ω'_2 .

Отже, розроблена математична модель забезпечує можливість як виявлення закономірностей контактної взаємодії складнопрофільних елементів радіально-поршневих гідрооб'ємних передач, так і наукового обґрунтування перспективних технічних рішень із поліпшеними характеристиками міцності.

Результати дослідження. Прикладом практичної реалізації запропонованого підходу є аналіз контактної взаємодії кулькового поршня радіально-поршневої гідрооб'ємної передачі ГОП-900 (рис. 2) із біговою доріжкою статорного кільця

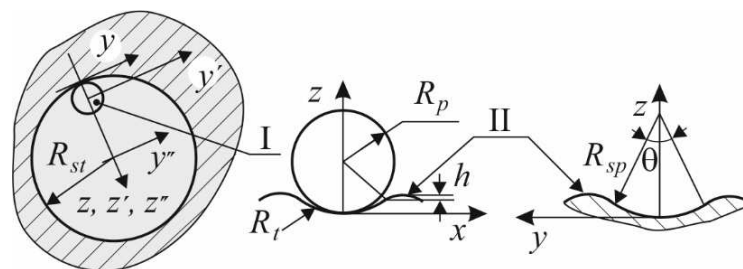


Рисунок 3 - Схема взаємодії кулькових поршнів I із біговою доріжкою II статорного кільця гідропередачі

Тут поршень I – куля (поршень) радіусом R_p , поверхня II (бігова доріжка статорного кільця) – тор із поперечним профілем Γ .

Профіль Γ – поєднання дуг із радіусом R_{sp} . Кут розхилу центральної дуги – θ (див. рис. 3).

Для визначеності прийнято: радіус бігової доріжки статорного кільця $R_{st} = 0,128$ м; радіус поршня $R_p = 0,03175$ м; поперечний профіль

(рис. 3) [3–5, 22–24]]. Дослідження здійснено із застосуванням комбінованого підходу на основі методів скінченних та граничних елементів [3, 4, 22–24].

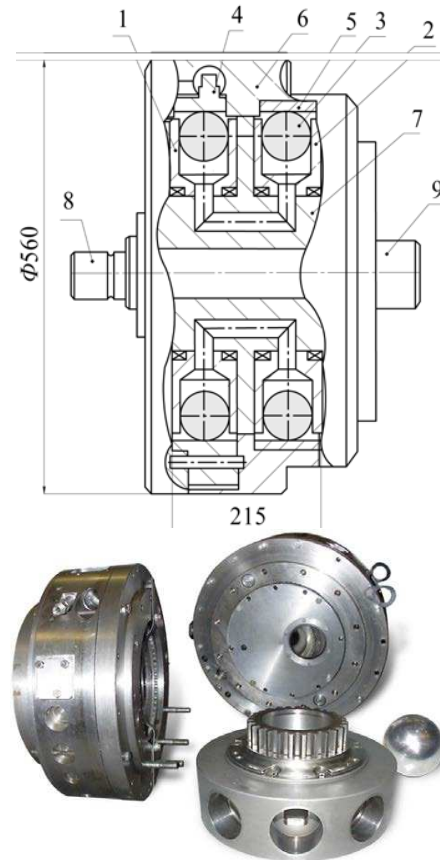


Рисунок 2 - Гідравлічна передача ГОП-900 (а) та її окремі частини (б): 1 та 2 – блоки циліндрів (ротори) насоса та гідромотора відповідно; 3 – кульково-поршнева частина; 4 та 5 – статорні кільця насоса та гідромотора відповідно; 6 – корпус; 7 – блок розподільних валів; 8 та 9 – вхідний та вихідний вали

бігової доріжки статорного кільця у площині zy утворений дугами кіл із радіусами R_{sp} із кутом спряження $\theta = \pi/12$. Модулі пружності матеріалів сталевго поршня та статорного кільця E прийняті рівними $2 \cdot 10^{11}$ Па, коефіцієнти Пуассона – 0,3. Притискна сила – 120 кН.

Досліджувалися варіанти:

- радіус R_{sp} ; $k = 1, 2, 3$; $R_{sp} = R_1 = 1,05 \cdot R_p$;
 $R_{sp} = R_2 = 1,01 \cdot R_p$; $R_{sp} = R_3 = 0,99 \cdot R_p$;
 - жорсткісні властивості матеріалів поверхневих шарів (тобто залежність величини обтискання w^L цих шарів від діючого на них тиску q) – функції f_i ; $l = A, B, C$; залежності – на рис. 4 (початкова ділянка наведених на рис. 4 характеристик відповідає контактній жорсткості 10^{13} Н/м^3).

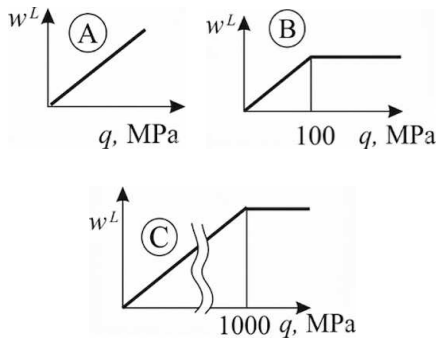


Рисунок 4 - Характеристики матеріалів поверхневих шарів у досліджуваному сполученні

На рис. 5–13 наведені ілюстрації результати здійснених чисельних досліджень у вигляді розподілів контактної тиску (МПа) уздовж довгої осі плями контакту (x , мм) для притисної сили – 120 кН для деяких варіантів радіусу поперечного перерізу R_{sp} ($k = 1, 2, 3$) та жорсткісних характеристик ($l = A, B, C$).

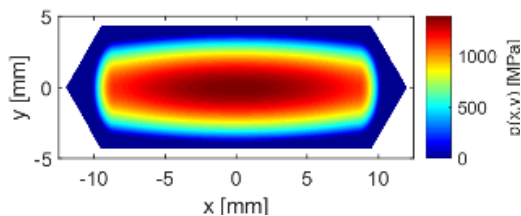


Рисунок 5 – Розподіл контактної тиску (МПа) між кулею і тором для варіанту $k = 1$ та $l = A$ за притисної сили 120 кН

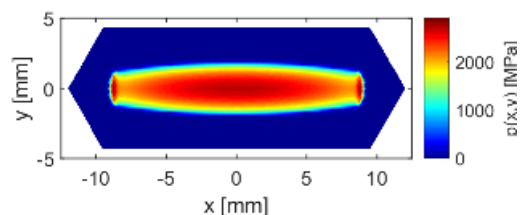


Рисунок 6 - Розподіл контактної тиску (МПа) між кулею і тором для варіанту $k = 1$ та $l = B$ за притисної сили 120 кН

Як видно із рис. 5–13, за наявності лінійно-пружного шару (A) між контактуючими тілами область контакту є більшою, ніж для варіантів пружно-жорсткого (B, C). Причому чим більш жорстка характеристика, тим менша область контакту.

З іншого боку, чим менший радіус центральної частини профіля тора Г, тим більше видозмінюється форма області контакту. Так, для

варіанту 1 форма більше схожа до овалу або до криволінійного чотирикутника. Для варіанта 3 – це двозв'язна (або гантелевидна – за підвищених навантажень) область. Для варіанта 2 – перехідний характер між варіантами 1 і 3.

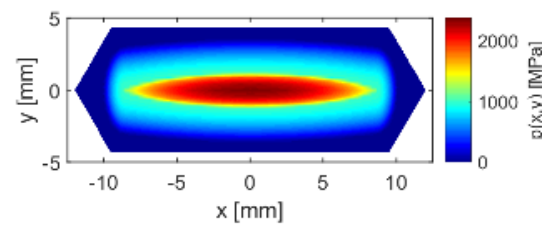


Рисунок 7 – Розподіл контактної тиску (МПа) між кулею і тором для варіанту $k = 1$ та $l = C$ за притисної сили 120 кН

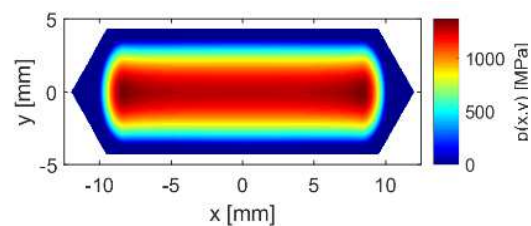


Рисунок 8 – Розподіл контактної тиску (МПа) між кулею і тором для варіанту $k = 2$ та $l = A$ за притисної сили 120 кН

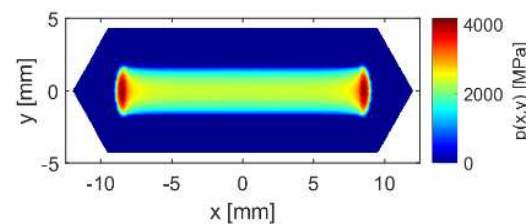


Рисунок 9 – Розподіл контактної тиску (МПа) між кулею і тором для варіанту $k = 2$ та $l = B$ за притисної сили 120 кН

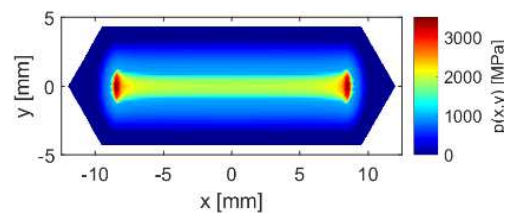


Рисунок 10 – Розподіл контактної тиску (МПа) між кулею і тором для варіанту $k = 2$ та $l = C$ за притисної сили 120 кН

Що стосується рівня контактної тиску, то він має тенденцію до набуття деякого більш-менш зниженого рівня у зоні перевищення радіуса дуги профіля тора над радіусом кулі на $\approx 5\%$. З іншого боку, чим більш жорсткий проміжний шар між цими тілами, тим вищий рівень контактної тиску.

Отже, результати здійснених дають можливість установити ключові закономірності контактної взаємодії складнопрофільних елементів радіально-поршневих гідрооб'ємних передач. Крім

того, отримані дані створюють наукове підґрунтя для обґрунтування перспективних технічних рішень, спрямованих на суттєве поліпшення експлуатаційних характеристик гідропередач.

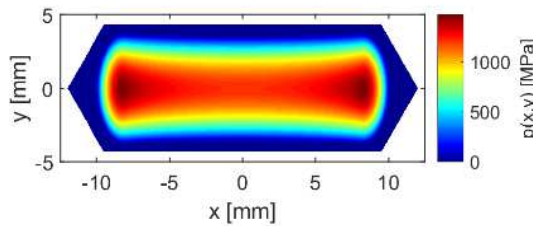


Рисунок 11 – Розподіл контактної тиску (МПа) між кулею і тором для варіанту $k=3$ та $l=A$ за притисної сили 120 кН

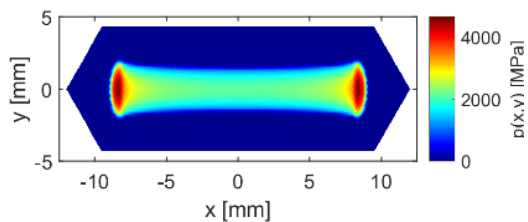


Рисунок 12 – Розподіл контактної тиску (МПа) між кулею і тором для варіанту $k=3$ та $l=B$ за притисної сили 120 кН

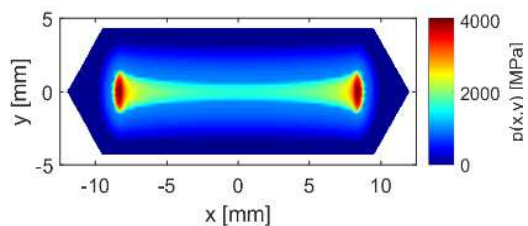


Рисунок 13 – Розподіл контактної тиску (МПа) між кулею і тором для варіанту $k=3$ та $l=C$ за притисної сили 120 кН

Висновки.

1. Розроблено вдосконалену математичну модель для аналізу контактної взаємодії складнопрофільних елементів радіально-поршневих гідрооб'ємних передач, що базується на розвитку та адаптації варіаційного принципу Калькера. Задачу визначення напружено-деформованого стану контактуючих тіл зведено до мінімізації функціонала додаткової роботи. На відміну від традиційних підходів, запропонована модель інваріантна до низки суттєвих геометричних обмежень, а форма поверхонь є варійованою та шуканою величиною. У сукупності це забезпечує можливість здійснення поглибленого й достовірного аналізу взаємодії елементів, а також створює наукове підґрунтя для синтезу перспективних технічних рішень (зокрема, гідропередач для транспортних засобів спеціального призначення) за критеріями міцності.

2. До структури розробленої моделі, окрім геометричних параметрів, інтегровано фізико-

механічні властивості поверхневих шарів матеріалів. Це дає можливість розглядати технологічні рішення щодо обробки поверхонь як повноцінний об'єкт оптимізації нарівні з конструктивними параметрами, що суттєво розширює можливості проектування високонавантажених вузлів.

3. У результаті досліджень установлено закономірності впливу конструктивних і технологічних чинників на розподіл контактної тиску в парі «кульковий поршень — тороїдальна бігова доріжка статорного кільця» радіальної гідропередачі перспективної танкової трансмісії. Доведено, що цілеспрямоване варіювання зазначених параметрів дає можливість забезпечити необхідний рівень міцності складнопрофільних тіл та, відповідно, підвищити експлуатаційні характеристики проєктованих гідропередач.

Зокрема, мова йде про забезпечення підвищеного ресурсу гідропередачі типу ГОП-900.

Список літератури (References (transliterated))

1. Barber, J. R. Contact Mechanics. Vol. 250, Solid Mechanics and Its Applications. Springer International Publishing. 2019.
2. Popov, V. L., Heß, M., Willert, E. Handbook of Contact Mechanics: Exact Solutions of Axisymmetric Contact Problems. Springer-Verlag. 2019. 347 p.
3. Tkachuk M.M., Hrechka I.P., Loznyi O.S., Grabovskiy A.V., Tkachuk M.A. (2025). Analysis of contact interaction of compound-profile elements of radial-piston hydraulic transmission. *Industrial hydraulics and pneumatics*, no. 2(76), pp. 61-73. <https://doi.org/10.32782/1994-4691-2025-2-76-5>
4. Tkachuk, M., Grabovskiy, A., Tkachuk, M., Hrechka, I., Tkachuk, H. Contact Interaction of Solids of Revolution with Surface Perturbation. In: Cioboată, D. D. (eds) *International Conference on Reliable Systems Engineering (ICoRSE) – 2023*. Springer, Cham. 2023. P. 505–513. https://doi.org/10.1007/978-3-031-40628-7_41
5. Samorodov V., Avrunin G. (2021). Solution of the problem of calculating the leakage working fluid in eccentric gap of the ball piston pair hydraulic fluid power machine. *Bulletin of the National Technical University «KhPI». Series: Hydraulic machines and hydraulic units*. no. 1, pp. 81–87. <https://doi.org/10.20998/2411-3441.2021.1.10>.
6. Dyyak I. I., Prokopyshyn I. I., Prokopyshyn I. A., Styahar A. O. (2024). Numerical analysis of contact between elastic bodies in the presence of thin coating and nonlinear winkler surface layers. In: Altenbach H., Bogdanov V., Grigorenko A. Y., Kushnir R. M., Nazarenko V. M., Eremeyev V. A. (eds) *Selected problems of solid mechanics and solving methods. Advanced Structured Materials*. Vol. 204. https://doi.org/10.1007/978-3-031-54063-9_9.
7. Prokopyshyn I. I., Styahar A. O. (2022). Numerical analysis of contact of the elastic bodies one of which has a discontinuous thin coating. *Mater Sci*. 57, 734–744. <https://doi.org/10.1007/s11003-022-00602-0>.
8. Prokopyshyn I. I., Styahar A. O. (2021). Investigation of contact between elastic bodies one of which has a thin coating connected with the body through a nonlinear winkler layer by the domain decomposition

- methods. *J Math Sci.* 258, 477–506. <https://doi.org/10.1007/s10958-021-05562-5>.
9. Serednytska K. I., Martynyak R. M. (2021). Contact of the faces of an interface thermally insulated crack under thermomechanical loading. *Mater Sci.* no. 57, pp. 173–179. <https://doi.org/10.1007/s11003-021-00528-z>.
 10. Prokopyshyn I. I., Shakhno S. M. (2022). Differential-difference iterative domain decomposition methods for the problems of contact of elastic bodies with nonlinear winkler surface layers. *J Math Sci.* no. 261, pp. 41–58. <https://doi.org/10.1007/s10958-022-05736-9>.
 11. Burger Henning, Fabian Forsbach, Valentin L. Popov. (2023). Boundary element method for tangential contact of a coated elastic half-space. *Machines.* Vol. 11, no. 7, pp. 694. <https://doi.org/10.3390/machines11070694>.
 12. Noor M. A., Noor K. I., Rassias M. T. (2025). General variational inequalities and optimization. In: Pardalos P.M., Rassias T.M. (eds) *Geometry and Non-Convex Optimization. Springer Optimization and Its Applications.* Vol. 223. https://doi.org/10.1007/978-3-031-87057-6_14.
 13. Solyar T. Ya., Solyar O. I. (2022). Axisymmetric contact problem for half-space with nonspecified areas of interaction, *Mat. Met. Fiz. Mekh. Polya.* Vol. 65, No. 3-4, pp. 178–187 (in Ukrainian). <https://doi.org/10.15407/mmpmf2022.65.3-4.178-187>; English translation: Solyar T. Y., Soliar O. I. (2025). Axisymmetric contact problem for a half space with nonspecified zones of interaction, *J. Math. Sci.* 287, no. 2, pp. 321–333. <https://doi.org/10.1007/s10958-025-07593-8>.
 14. Yao J., Ren G. (2023). Embedding Kalker’s variational theory into railway vehicle system dynamics and its efficiency improvement. *Vehicle system dynamics.* Vol. 62(4), pp. 932–954. <https://doi.org/10.1080/00423114.2023.2235034>.
 15. Vollebregt E., Six K., Polach O. (2021). Challenges and progress in the understanding and modelling of the wheel–rail creep forces. *Vehicle system dynamics.* Vol. 59(7), pp. 1026–1068. <https://doi.org/10.1080/00423114.2021.1912367>.
 16. Pérez-Ràfols F., Ciavarella M. (2025). Towards a universal scaling for the elastic contact between anisotropic and non-gaussian surfaces. *Tribology Letters.* no. 73, pp. 62. <https://doi.org/10.1007/s11249-025-01976-3>.
 17. Ciavarella M., Pérez-Ràfols F. (2024). Strongly different adhesion reduction for 1D or 2D random fractal roughness, and an extension of the bam model to anisotropic surfaces. *Tribology Letters.* 72, 119. <https://doi.org/10.1007/s11249-024-01916-7>.
 18. Li Q., Lyashenko I. A., Pohrt R., Popov V. L. (2022). Influence of a soft elastic layer on adhesion of rough surfaces. In: Borodich F.M., Jin X. (eds) *Contact problems for soft, biological and bioinspired materials. Biologically-Inspired Systems.* Vol. 15. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-030-85175-0_5.
 19. He X., Li Q., Popov V. L. (2021). Strength of adhesive contact between a rough fibrillar structure and an elastic body: influence of fibrillar stiffness. *The Journal of Adhesion.* Vol. 98(12), pp. 1820–1833. <https://doi.org/10.1080/00218464.2021.1939017>.
 20. Kniaziev S., Kniazieva H., Subbotina V., Volkov O., Riaboshtan V. (2025). Improving the technology of producing boron and siliconized layers and comparing their properties. *Physics and Chemistry of Solid State.* Vol. 26(2), pp. 436–441. <https://doi.org/10.15330/pcss.26.2.436-441>.
 21. Subbotina V., Bilozero V., Subbotin O., Barmin O., Hryhorieva S., Pysarska N. (2022). Investigation of the influence of electrolyte composition on the structure and properties of coatings obtained by microarc oxidation. *Physics and Chemistry of Solid State,* no. 23(2), pp. 380–386. <https://doi.org/10.15330/pcss.23.2.380-386>.
 22. Tkachuk M. M., Skripchenko N., Tkachuk M. A., Grabovskiy A. (2018). Numerical methods for contact analysis of complex-shaped bodies with account for non-linear interface layers. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies.* 5(7 (95)), 22–31. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2018.143193>.
 23. Tkachuk M., Grabovskiy A., Tkachuk M., Hrechka I., Sierykov V. (2021). Contact interaction of a ball piston and a running track in a hydrovolumetric transmission. In: Ivanov V., Pavlenko I., Liaposhchenko O., Machado J., Edl M. (eds) *Advances in Design, Simulation and Manufacturing IV. DSMIE 2021. Lecture Notes in Mechanical Engineering.* pp. 195–203. https://doi.org/10.1007/978-3-030-77823-1_20.
 24. Tkachuk M., Grabovskiy A., Tkachuk M., Hrechka I., Tkachuk H. (2025). Contact interaction of a ball with a toroidal running track with a closely shaped power law profile. In: Tonkonogyi V., Ivanov V., Trojanowska J., Oborskyi G. (eds) *Advanced Manufacturing Processes VI. Interpartner 2024. Lecture Notes in Mechanical Engineering,* pp. 628–638. https://doi.org/10.1007/978-3-031-82746-4_56.
 25. Zienkiewicz O. C., Taylor R. L., Zhu J. Z. *The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals.* 7th ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2013. 756 p.

Надійшла (received) 24.04.2026

Стаття прийнята до друку 20.05.2026

Опублікована 29.05.2026.

Відомості про авторів (About authors)

Льозний Олег Сергійович / Loznyi Oleh – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID : <https://orcid.org/0009-0001-1122-9068>, e-mail: s1708@tmmsap.org

Ткачук Микола Миколайович / Tkachuk Mykola M. – доктор технічних наук, старший дослідник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», провідний науковий співробітник кафедри інформаційних технологій та систем колісних і гусеничних машин імені О.О. Морозова; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4753-4267>; e-mail: m.tkachuk@tmmsap.org

Бондаренко Олексій Вікторович / Bondarenko Olexsiy – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри теорії і систем

автоматизованого проектування механізмів і машин; м. Харків, Україна; тел.: (067) 189-97-00; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2693-5301>; e-mail: avbondko@gmail.com

Храмцова Ірина Яківна / Khramtsova Iryna – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», науковий співробітник, кафедра «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9506-790X>; e-mail: iyakhram@gmail.com

Дьоміна Наталя Анатоліївна / Domina Natalia – кандидат технічних наук, доцент, завідувачка кафедри вищої математики і фізики, Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного, м. Запоріжжя, Україна, e-mail: natalia.domina@tsatu.edu.ua; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-1118-1834>

Марусенко Світлана Іванівна / Marusenko Svitlana – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-1340-5491>; e-mail: tma@tmmsaprg.org.

Кохановська Ольга Владиславівна / Kokhanovska Olga – провідний інженер, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», кафедра «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів та машин»; м. Харків, Україна; тел.: (057)7076901; e-mail: olgavk12@gmail.com

Бондаренко Людмила Миколаївна / Bondarenko Liudmyla – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», провідний інженер кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1340-5491>; e-mail: tma@tmmsaprg.org.

В. О. МАЛАЩЕНКО, В. О. ПРОЦЕНКО, О. В. УСТИНЕНКО, Б. В. СОЛОГУБ

КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ КУЛЬКОВИХ ОБГІННО-ЗАПОБІЖНИХ МУФТ

Робота містить опис будови та роботи нових конструкцій обгінно-запобіжних муфт осьової та радіальної дії. Ці муфти реалізують роботу обгінної частини за рахунок зачеплення, а запобіжної частини за рахунок сил тертя та клинового ефекту конусних поверхонь, що дає можливість реалізувати безударне спрацьовування в режимі перевантаження і характеризує доцільність їх застосування у великомасових системах та механізмах від яких вимагається висока точність. Показано, що зменшення кута конуса разом зі зменшенням ширини робочих конусів запобіжної частини підвищує рівномірність розподілу навантаження між ними. Для муфти радіального принципу дії виведено основні залежності, що описують силову взаємодію елементів обгінної частини та досліджено взаємний вплив конструктивних параметрів на її роботу. Показано доцільність збільшення кутів нахилу осей пазів півмуфт до радіуса з точки зору зменшення навантаженості елементів муфти та підвищення її навантажувальної здатності. Показано, що кути нахилу бічних сторін пазів до площини, паралельної осі муфти доцільно приймати невеликими з метою спрощення фрезерування пазів. Отримані результати формують умови для теоретичних та експериментальних досліджень нових муфт, зокрема взаємного впливу конструктивних та експлуатаційних параметрів.

Ключові слова: обгінні муфти; запобіжні муфти; фрикційні муфти; точність спрацьовування; навантажувальна здатність; силова взаємодія

V. MALASCHCHENKO, V. PROTSSENKO, O. USTYNENKO, B. SOLOHUB

DESIGN FEATURES OF THE BALL FREWHEEL-PROTECTION CLUTCHES

Article presents the design and operating principles of new type safety-overrunning clutches with axial and radial operating principle. These clutches implement the overrunning function through mechanical engagement, while the safety function is achieved by means of friction forces and the wedging effect of conical surfaces. This enables smooth, shock-free operation under overload conditions, which demonstrates their suitability for use in heavy-duty systems and mechanisms requiring high precision. It is shown that reducing the cone angle, together with decreasing the width of the working conical surfaces of the safety part, improves the uniformity of load distribution between them. For the clutch with a radial operating principle, the main relationships describing the force interaction between the elements of the overrunning part are derived, and the mutual influence of design parameters on its performance is investigated. The expediency of increasing the inclination angles of the groove axes of the half-couplings relative to the radius is demonstrated from the standpoint of reducing the load on the clutch elements and increasing its load-carrying capacity. It is also shown that the inclination angles of the groove side surfaces relative to a plane parallel to the clutch axis should be kept small in order to simplify groove milling. The obtained results provide a basis for further theoretical and experimental studies of new clutch designs, particularly regarding the interaction between design and operational parameters.

Keywords: overrunning clutches; safety clutches; friction clutches; actuation accuracy; load-carrying capacity; force interaction

Вступ. Відомо, що кулькові обгінні муфти передають обертальний момент тільки одного напрямку, вони неспроможні до проковзування під час значних перевантажень. Тому для усунення цього недоліку авторами розроблено та запатентовано декілька кулькових обгінно-запобіжних муфт. Функціонування таких муфт від інших подібних пристроїв відрізняється тим, що вони мають властивості автоматично від'єднувати виконавчу частину привода під час недопустимих перевантажень без ударів, що зберігає механічний привід від виходу з ладу за таких умов.

Аналіз сучасних досліджень. Сучасні роботи, що присвячені дослідженню муфт вільного ходу, охоплюють широкий спектр досліджень – від математичного моделювання і трибологічного аналізу до розробки нових конструкцій та оцінки їх надійності.

Зокрема, у статті [1] проведено моделювання та експериментальне дослідження динамічних характеристик обгінної муфти. Отримано результати, які показали суттєвий вплив жорсткості її елементів, швидкості обертання та зазорів на процеси роботи муфти. Експериментально підтверджено адекватність розробленої моделі: розбіжність між розрахованими та експериментальними даними є незнач-

ною. Встановлено характер коливних процесів під час переходних режимів, що дозволяє прогнозувати ударні навантаження та оптимізувати конструкцію.

Робота [2] присвячена аналізу тертя і зношування у пружинній обгінній муфті. У результаті досліджень визначено залежність коефіцієнта тертя від навантаження, швидкості ковзання та матеріалів контактних поверхонь. Встановлено, що основними причинами зносу є локальні перегріви та мікроскопічні деформації поверхонь. Отримано рекомендації щодо вибору матеріалів і режимів роботи, які дозволяють зменшити інтенсивність зношування та підвищити довговічність.

У статті [3] запропоновано узагальнений підхід до проектування двонаправлених роликкових муфт із властивістю блокування. Результати моделювання показали, що оптимізація кута контакту та геометрії роликів дозволяє забезпечити стабільне заклинювання в обох напрямках без втрати ефективності роботи. Розроблена модель дає можливість точно прогнозувати граничні умови самогальмування та визначати області стабільної роботи муфти. Це суттєво спрощує процес інженерного проектування.

© В. О. Малащенко, В. О. Проценко,
О. В. Устиненко, Б. В. Сологуб, 2026

У роботі [4] представлено конструкцію нової обгінної муфти, здатної передавати зворотне зусилля на високих швидкостях. Отримані результати показали, що запропонована муфта забезпечує стабільну передачу моменту навіть у режимах, де традиційні муфти втрачають працездатність. Встановлено залежність ефективності передачі зворотного зусилля від швидкісного режиму та геометричних параметрів. Це відкриває можливість застосування таких муфт у високошвидкісних приводах.

Стаття [5] присвячена розробці та експериментальному дослідженню нового типу обгінної муфти. У результаті стендових випробувань встановлено покращення таких характеристик, як плавність включення, зниження ударних навантажень і підвищення ККД. Отримані дані підтвердили, що нова конструкція має кращу стабільність роботи та менший рівень зносу порівняно з традиційними аналогами. Також тут визначено оптимальні режими експлуатації описаної муфти.

У дослідженні [6] проаналізовано надійність роликів обгінної муфти з постійним кутом заклинювання. Отримано аналітичні залежності, що описують вплив кута заклинювання, навантаження та коефіцієнта тертя на працездатність муфти. Встановлено, що стабільність заклинювання значно підвищується при оптимальному значенні кута, а також при контролі умов тертя. Запропоновано підходи до підвищення ресурсу, які дозволяють зменшити ризик відмови.

У роботі [7] виконано огляд сучасного стану досліджень обгінних муфт і визначено тенденції їх розвитку. Узагальнено результати попередніх досліджень і встановлено, що основними напрямками є підвищення надійності, зменшення зносу, оптимізація геометрії контактних елементів і розширення функціональних можливостей. Також підкреслено зростаючу роль чисельного моделювання та експериментальної валідації.

Загалом результати розглянутих робіт свідчать про значний прогрес у дослідженні обгінних муфт, проте стосуються пристроїв, які передають енергію за рахунок тертя, що і визначає їх недоліки, основним з яких є невисока навантажувальна здатність, яку обмежує коефіцієнт тертя та міцність поверхневого шару взаємодіючих елементів муфти.

Ідея розроблення обгінних кулькових муфт, що працюють за новим принципом дії – за рахунок зачеплення, – виникла на кафедрі деталей машин Національного університету «Львівська політехніка». Робота розроблених тут нових конструкцій муфт базується на зачепленні однієї чи більше кульок з пазами різних конфігурацій та кутів нахилу. Принцип функціонування цих пристроїв наведено у [8]. Головним недоліком розроблених муфт є те, що вони не можуть автоматично роз'єднати кінематичний ланцюг під час перевантажень. Така суттєва обставина визначає необхідність розробки та застосування комбінованих кулькових обгінно-запобіжних муфт.

З огляду на це, авторами розроблено та досліджено кулькові обгінно-запобіжні муфти, де обгінна та запобіжна частина є взаємно

інтегрованими, що дозволяє скоротити габарити. В роботах авторів, зокрема в [9], обґрунтовано конструктивні та силові параметри таких муфт, а також їх експлуатаційні характеристики, зокрема коефіцієнти точності, чутливості, а також перевищення номінального моменту. Проте у згаданій конструкції збережено недолік, що пов'язаний зі створенням динамічного моменту під час спрацьовування в режимі перевантаження, що створює передумови для завищення запасів міцності при розрахункові систем із такими муфтами та знижує точність обмеження перевантажень приводів. Таким чином, необхідність розробки муфт нового класу продиктована тим, що всі розроблені кулькові обгінні муфти передають навантаження зачепленням і при недопустимих перевантаженнях чи заклинюванні спрацьовують з ударами, що може призвести до розвитку у приводі небажаних коливань.

Мета та задачі дослідження. З огляду на викладене, актуальним є розроблення та дослідження обгінно-запобіжних муфт, що працюють у запобіжному режимі безударно, що і становить мету даної роботи.

Її задачі:

- розроблення конструкцій та опис принципів роботи нових кулькових обгінно-запобіжних муфт, що безударно працюють у запобіжному режимі;
- розроблення конструктивних заходів забезпечення високої точності спрацьовування муфт;
- обґрунтування та оцінка взаємного впливу конструктивних та силових параметрів обгінної та запобіжної частин нових муфт.

Виклад основного матеріалу. Нові конструкції розроблених авторами обгінно-запобіжних муфт захищено патентами [10, 11].

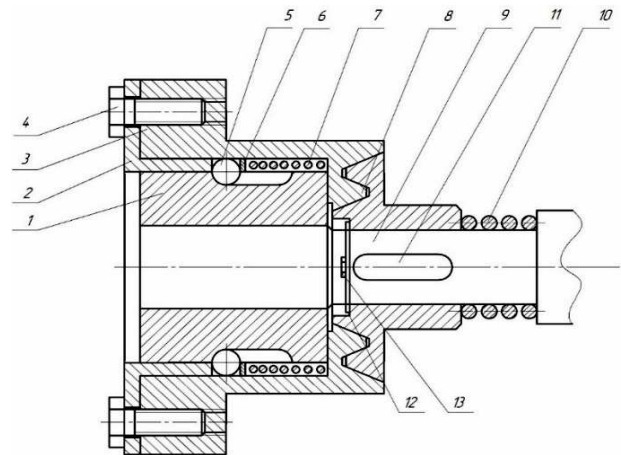


Рисунок 1 – Загальний вигляд кулькової обгінно-запобіжної муфти із конічними фрикційними поверхнями запобіжної частини в робочому стані

Муфта осьової дії [10] складається із двох частин (рис. 1, 2), з яких одна виконує функції кулькової обгінної муфти, а друга є запобіжною, що автоматично роз'єднує кінематичний ланцюг під час можливих перевантажень чи аварійної зупинки робочого органу при обертанні двигуна. З метою збільшення навантажувальної здатності кулькової обгінної частини муфти її запобіжна частина виконана

у вигляді концентричних конічних поверхонь. Це суттєво збільшує площу фрикційного контакту запобіжної частини муфти і дозволяє суттєве збільшення величини обертового моменту без зростання її зовнішніх габаритів.

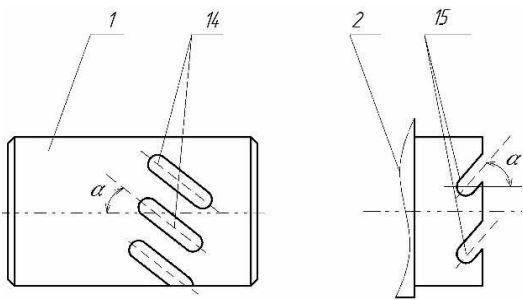


Рисунок 2 – Форма та напрямки пазів півмуфт обгінної частини муфти

Ця муфта (рис. 1) має ведучу півмуфту 1 і ведену півмуфту, що складається із елементів – 2, 3 і 4, (3 – корпус, 4 – гвинти із шайбами). Півмуфти 1 і 2 мають пази – 14 і 15 різної довжини протилежного напрямку (рис. 2).

В пазах півмуфт розміщено кульки 5, які контактують із натискним кільцем 6, що притискаються до нього пружиною 7. Ця частина муфти виконує функцію із передавання обертового моменту тільки в одному напрямку. Конічні поверхні корпусу 3 контактують із конічними поверхнями веденої півмуфти 8, в отвір якої встановлено кінець веденого вала робочої частини приводу. Надійний контакт фрикційних конічних пар запобіжної частини муфти забезпечується силою пружини 10, що встановлюється на кінці веденого вала 9 зі двома шпонками 11.

Обгінна частина муфти функціонує чином, описаним у перерахованих вище роботах, тому тут його не наводимо. У випадку небажаного перевантаження у приводі після муфти проковзуванням спрацьовує її запобіжна частина. Таким чином автоматично виконується функція запобігання кінематичного ланцюга від перевантаження та підвищується надійність роботи механічного приводу з такою муфтою.

Недоліком описаної муфти є недостатньо висока точність обмеження навантаження, що диктується можливою різницею коефіцієнтів тертя на фрикційних поверхнях. Коефіцієнт точності (1) конусних муфт може сягати $\gamma_a = 2 \dots 3$. З огляду на це, підвищувати точність спрацьовування муфт із конусними поверхнями доцільно за рахунок використання відтискних пристроїв [12]:

$$\gamma_a = \frac{T_{\max}}{T_{\min}}, \quad (1)$$

де T_{\max} і T_{\min} – відповідно, максимальний та мінімальний моменти спрацьовування запобіжної частини муфти обумовлені максимальним та мінімальним коефіцієнтами тертя f_m та f_n .

З метою підвищення точності спрацьовування розроблена конструкція муфти радіальної дії [11] (рис. 3). Тут при пускові ведучої півмуфти 1 за годинниковою стрілкою (при погляді на торець диска 3), кульки 8, переміщуються відцентровою силою по закритих

пазах 4, торцю фрикційного диска 11 та кільцевому пазу 6 і заштовхуються у пази 7 веденої півмуфти 2 (рухаючись від центру до периферії до їх дна). Після досягнення кульками 8 дна пазів 4 та 7, вони, переставши рухатись, тиснуть на бічні поверхні пазів 7 веденої півмуфти 2 та примушують її обертатися в тому самому напрямку, що й півмуфта 1. Момент всередині ведучої півмуфти 1 передаватиметься через шліци 9 на фрикційний диск 11, а через конусні канавки 12 та виступи 13 за рахунок тертя від тиску пружини 10 на напрямний диск 3 та далі на кульки 8.

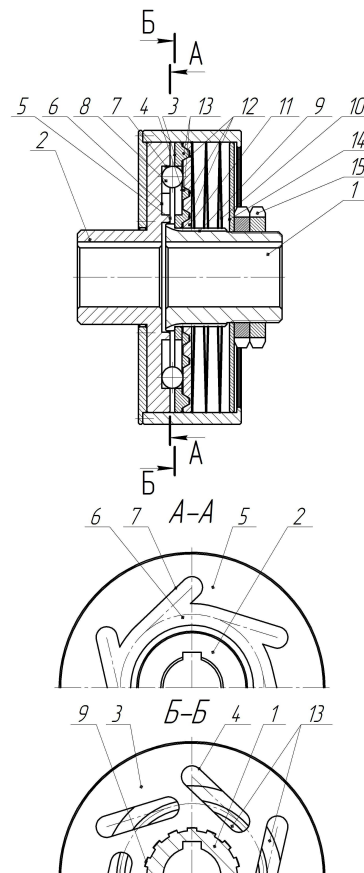


Рисунок 3 – Загальний вигляд кулькової обгінно-запобіжної муфти із конічними фрикційними поверхнями підвищеної точності спрацьовування

При зупинці ведучої півмуфти 1, півмуфта 2 та сполучені з нею маси обертатимуться за інерцією, при цьому кульки 8 за рахунок протилежного напрямку пазів 7 та 4, переміщуються у пазах 4 (від периферії до центру), виштовхуватимуться з пазів 7 у кільцевий паз 6, розмикаючи кінематичний ланцюг і реалізуючи обгінну функцію муфти. Аналогічно муфта працюватиме при зміні напрямку обертання півмуфти 1, чи перевищення швидкості веденої півмуфти 2 над швидкістю ведучої півмуфти 1.

При роботі муфти у зачепленому стані, у випадку зростання моменту опору на веденій півмуфті 2, збільшуватиметься осьове навантаження від кульок 8 на фрикційний диск 11, що призводитиме до стиснення пружини 10 та подальшого переміщення кульок 8 по пазах 4 в осьовому напрямку (по рис. 3 зліва-направо). Кульки 8 при цьому тиснутимуть на фрикційний диск 11, забезпечуючи у підсумку роз-

чеплення конусних канавок 12 та виступів 13, в результаті чого півмуфта 1 разом із диском 11 буде пробуксовувати відносно диска 3, зчепленого через кульки 8 з півмуфтою 2. При цьому розмикатиметься кінематичний ланцюг, де встановлена муфта, унеможливаючи перевантаження деталей, а муфта реалізуватиме свою запобіжну функцію. Регулювання моменту спрацьовування муфти здійснюється зміною осевого зусилля натиску пружини 10 шляхом постановки під неї прокладок потрібного розміру чи іншим конструктивним чином, наприклад закручуванням гайок 15.

Таким чином, спрацьовування муфти відбуватиметься не через проковзування конусних виступів, а через відтискання їх одне від одного кульками через збільшення навантаження на них, що підвищуватиме точність обмеження навантажень.

Розглянемо роботу запобіжної частини муфти, що містить i елементарних конусів із більшим діаметром D_i , меншим діаметром d_i , середнім діаметром d_{avi} , висотою конусів вздовж осі h_i , їх кутом θ_i та площею поверхні A_i (рис. 4, а). Для таких позначень можна записати:

$$d_i = D_i - 2h_i \operatorname{tg} \theta_i, \quad (2)$$

$$d_{avi} = D_i - h_i \operatorname{tg} \theta_i, \quad (3)$$

$$A_i = \pi h_i \frac{D_i - h_i \operatorname{tg} \theta_i}{\cos \theta_i}. \quad (4)$$

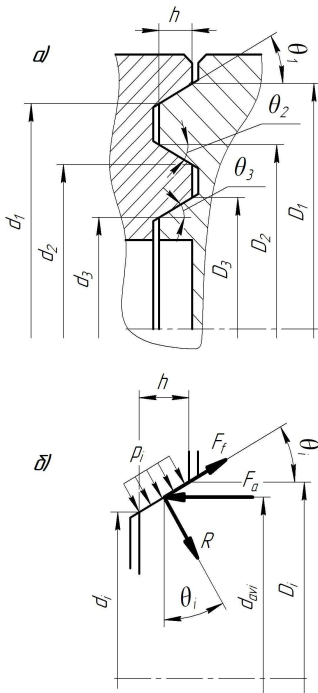


Рисунок 4 – Схема до геометричного (а) та силового (б) розрахунку конусних поверхень тертя муфти

Силкові параметри наступні (рис. 4, б):

$$R_i = \frac{F_{ti}}{f} = \frac{2T_i}{f d_{avi}} = \frac{2T_i}{f(D_i - h_i \operatorname{tg} \alpha_i)}, \quad (5)$$

$$R_i = \frac{F_{ai}}{f \cos \alpha_i + \sin \alpha_i}, \quad (6)$$

$$p_i = \frac{R_i}{A_i} = \frac{2T_i \cos \alpha_i}{\pi f h_i (D_i - h_i \operatorname{tg} \alpha_i)^2}, \quad (7)$$

де F_{ti} та T_i – відповідно, колова сила та момент, що передаються i -м елементарним конусом;

R_i та p_i – відповідно, нормальна сила та тиск, що сприймаються i -м елементарним конусом.

Запишемо вирази для коефіцієнтів пропорційності конструктивних та силових параметрів:

$$k_h = \frac{h}{D_1}; \quad (8)$$

$$k_{D2} = \frac{D_2}{D_1}; \quad (9)$$

$$k_{D3} = \frac{D_3}{D_1}; \quad (10)$$

$$k_{Ti} = \frac{T_i}{T}. \quad (11)$$

Відтак

$$d_{avi} = k_{Di} D_1 \left(1 - \frac{k_h}{k_{Di}} \operatorname{tg} \theta_i\right). \quad (12)$$

Тоді можемо записати вирази для тисків на елементарних конусах:

$$p_1 = \frac{2T_1 \cos \theta_1}{\pi f k_h D_1^3 (1 - k_h \operatorname{tg} \theta_1)^2}; \quad (13)$$

$$p_2 = \frac{2T_2 \cos \theta_2}{\pi f k_h k_{D2}^2 D_1^3 \left(1 - \frac{k_h}{k_{D2}} \operatorname{tg} \theta_2\right)^2}; \quad (14)$$

$$p_3 = \frac{2T_3 \cos \theta_3}{\pi f k_h k_{D3}^2 D_1^3 \left(1 - \frac{k_h}{k_{D3}} \operatorname{tg} \theta_3\right)^2}. \quad (15)$$

Критерій pV для елементарних конусів:

$$p_1 V_1 = \frac{T_1 \omega \cos \alpha_1}{\pi f k_h D_1^2 (1 - k_h \operatorname{tg} \theta_1)}; \quad (16)$$

$$p_2 V_2 = \frac{T_2 \omega \cos \alpha_2}{\pi f k_h k_{D2} D_1^2 \left(1 - \frac{k_h}{k_{D2}} \operatorname{tg} \theta_2\right)}; \quad (17)$$

$$p_3 V_3 = \frac{T_3 \omega \cos \alpha_3}{\pi f k_h k_{D3} D_1^2 \left(1 - \frac{k_h}{k_{D3}} \operatorname{tg} \theta_3\right)}. \quad (18)$$

Моделювання виконували для муфти, розрахованої на передачу моменту $T = 80$ Н·м, при $\omega = 50$ рад/с, для якої: $k_{T1} = 0,50$, $k_{T2} = 0,35$, $k_{T3} = 0,15$, $D_1 = 180$ мм, $k_{D2} = 0,75$, $k_{D3} = 0,50$, $f = 0,1$, $k_h = 0,10 \dots 0,35$, $\theta_1 = \theta_2 = \theta_3 = 10 \dots 30^\circ$.

Функція, що характеризує нерівномірність навантаження різних конусів запишеться як:

$$P = (p_1 - p_2)^2 + (p_1 - p_3)^2 + (p_2 - p_3)^2. \quad (19)$$

Мінімум функції (19) забезпечується при $\theta = 10^\circ$, $k_h = 0,25$. Результати, представлені на рис. 5

та рис. 6, підтверджують цей висновок.

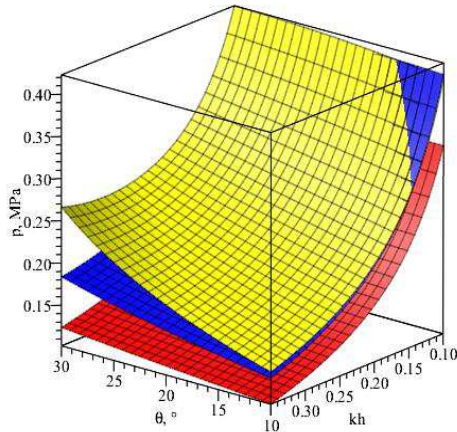


Рисунок 5 – Графік залежності контактних тисків конусів муфти (червоний (нижній) – D_1 , синій (середній) – D_2 , жовтий (верхній) – D_3) від конструктивних параметрів: кута конусів θ та коефіцієнта ширини конуса k_h

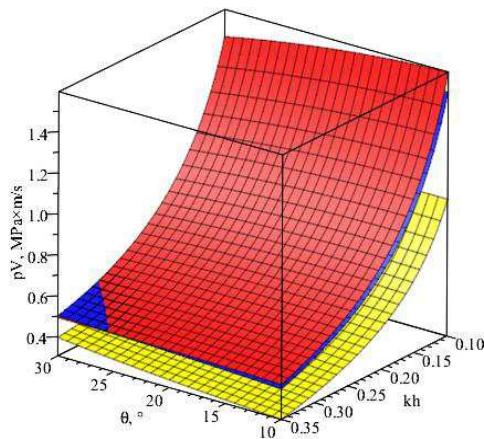


Рисунок 6 – Графік залежності параметра pV конусів муфти (червоний (нижній) – D_1 , синій (середній) – D_2 , жовтий (верхній) – D_3) від конструктивних параметрів: кута конусів θ та коефіцієнта ширини конуса k_h

В роботі [20] доведено, що пази півмуфт під кульки доцільно виконувати нахиленими під кутом β_i до площини, паралельної осі муфти, що виключає перевантаження кульок і їх кромковий контакт з пазами.

При роботі муфти за рис. 3 з такими пазами в усталеному режимі і передачі номінального моменту T (рис. 7), кожна кулька 8 знаходиться в контакті з поверхнями пазів пів муфт 1 та 2 та диска 11 у точках K , E та M (рис. 2). В цих точках поверхні спряжених деталей діють на кульку силами N_1 , N_2 та F_{sp}' .

Величина цих сил обумовлена навантаженням муфти та швидкісним режимом її роботи. Так момент T є джерелом виникнення колових сил F_{ti} та їх складових F_{Nti} , N_{ti} , F_{Xti} :

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T}{zD}; \quad (20)$$

$$F_{Nti} = \frac{F_{ti}}{\sin \alpha_i}; \quad (21)$$

$$N_{ti} = \frac{F_{Nti}}{\cos \beta_i} = \frac{F_{ti}}{\sin \alpha_i \cos \beta_i}; \quad (22)$$

$$F_{Xti} = F_{Nti} \operatorname{tg} \beta_i = F_{ti} \frac{\operatorname{tg} \beta_i}{\sin \alpha_i}, \quad (23)$$

де z – кількість кульок у муфті;

D – діаметр розташування центрів кульок у муфті в усталеному режимі роботи;

α_i – кут нахилу осі паза до радіуса відповідної півмуфти;

β_i – кут нахилу бічних сторін паза відповідної півмуфти до площини, паралельної осі муфти.

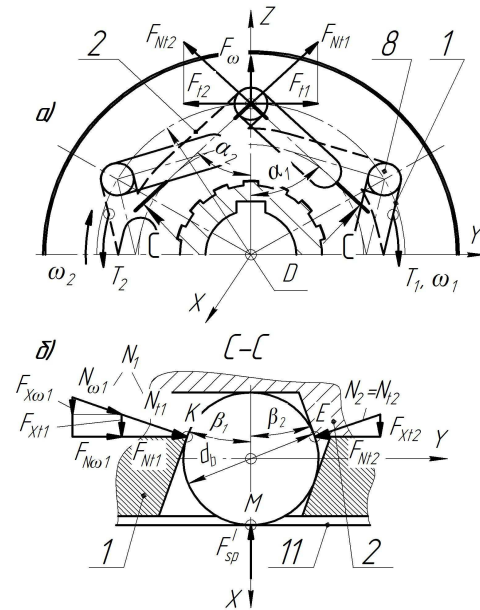


Рисунок 7 – Схема силової взаємодії кульки та півмуфт у муфті за рис. 3

Відцентрові сили F_ω , що діють на кульки, за рахунок нахилу бічних поверхонь пазів створюють наступні складові:

$$F_{No1} = \frac{F_\omega}{\cos \alpha_1} = \frac{0,5m_b \omega^2 D}{\cos \alpha_1}; \quad (24)$$

$$N_{o1} = \frac{F_{No1}}{\cos \beta_1} = \frac{F_\omega}{\cos \alpha_1 \cos \beta_1} = \frac{0,5m_b \omega^2 D}{\cos \alpha_1 \cos \beta_1}; \quad (25)$$

$$F_{Xo1} = F_{No1} \operatorname{tg} \beta_1 = F_\omega \frac{\operatorname{tg} \beta_1}{\cos \alpha_1}, \quad (26)$$

де $F_\omega = 0,5m_b \omega^2 D$ – відцентрова сила, що діє на кульку;

m_b – маса кульки;

ω – кутова швидкість обертання муфти.

Тоді нормальні сили N_1 та N_2 , що навантажують кульки та пази півмуфт, становитимуть:

$$N_1 = N_{t1} + N_{o1} = \frac{F_{t1}}{\sin \alpha_1 \cos \beta_1} + \frac{F_\omega}{\cos \alpha_1 \cos \beta_1}; \quad (27)$$

$$(28)$$

$$N_2 = N_{t2} = \frac{F_t}{\sin \alpha_2 \cos \beta_2}.$$

За силою N_1 належить виконувати оцінку контактної міцності поверхонь деталей муфти в околі точки K (рис. 7) за відомим виразом (28).

$$\sigma_H = Z_M \sqrt[3]{\frac{N_1}{d_b^2}}, \quad (29)$$

де $Z_M = 1755 \text{ МПа}^{2/3}$ – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів деталей (для сталевих деталей);

d_b – діаметр кульки.

Рівновага кожної кульки вздовж осі X описується рівнянням:

$$\begin{aligned} F'_{sp} &= F_{Xr1} + F_{Xr2} + F_{Xo1} = \\ &= F_t \left(\frac{\text{tg} \beta_1}{\sin \alpha_1} + \frac{\text{tg} \beta_2}{\sin \alpha_2} \right) + F_\omega \frac{\text{tg} \beta_1}{\cos \alpha_1}; \end{aligned} \quad (30)$$

Звідки отримаємо вираз (31), призначений для проектувального розрахунку пружини, та вираз (32) для обчислення номінального моменту муфти при заданій осьовій силі тиску пружини F_{sp}

$$F_{sp} = z F'_{sp} = \frac{2T}{D} \left[\frac{\text{tg} \beta_1}{\sin \alpha_1} \left(1 + \frac{z D F_\omega}{2T} \right) + \frac{\text{tg} \beta_2}{\sin \alpha_2} \right]; \quad (31)$$

$$T = 0,5 D \frac{F_{sp} - z F_\omega \frac{\text{tg} \beta_1}{\cos \alpha_1}}{\frac{\text{tg} \beta_1}{\sin \alpha_1} + \frac{\text{tg} \beta_2}{\sin \alpha_2}}; \quad (32)$$

З метою аналізу отриманих результатів виконували розрахунки для муфт з наступними конструктивними параметрами: діаметр розташування центрів кульок $D = 150$ мм, діаметр кульок $d_b = 9,525$ мм (від стандартного підшипника 303), кількість кульок $z = 12$, кути нахилу пазів $\alpha_1 = \alpha_2 = 15 \dots 60^\circ$, їх бічних сторін $\beta_1 = \beta_2 = 5 \dots 25^\circ$, кутова швидкість обертання муфти $\omega = 20 \dots 200$ рад/с, початкове зусилля тиску пружини $F_{sp} = 450$ Н.

Графік, показаний на рис. 8, демонструє вплив кутів на величину контактних напружень при моменті $T = 80$ Н·м та кутовій швидкості $\omega = 50$ рад/с. Очевидно, що ключовий вплив на величину контактних напружень має кут нахилу α осей пазів півмуфт до радіуса, який при проектуванні муфти доцільно збільшувати. Зокрема, при збільшенні кута α з 20° до 60° (при $\beta = 5^\circ$), контактні напруження σ_H зменшуються з 2500 МПа до 1800 МПа. Величина кута β на навантаження кульок та поверхонь пазів на величину контактних напружень впливає несуттєво: при його збільшенні з 5° до 25° (при $\alpha = 60^\circ$) контактні напруження σ_H зменшуються з 1780 МПа до 1730 МПа, тому цей кут доцільно приймати невеликим із метою спрощення фрезерування пазів на торцях півмуфт.

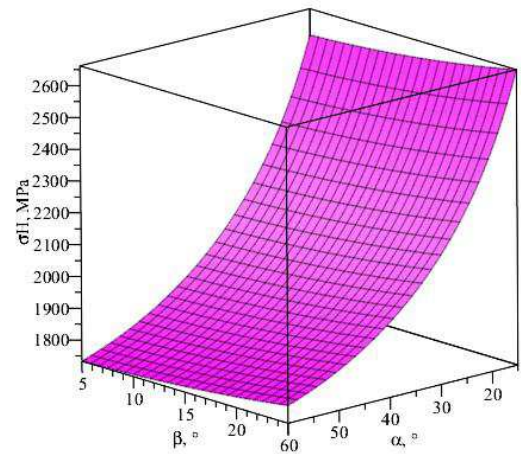


Рисунок 8 – Графік залежності контактних напружень σ_H в парі «кулька-паз» від кута α нахилу осей пазів півмуфт до радіуса та кута β нахилу їх бічних сторін до площини, паралельної осі муфти

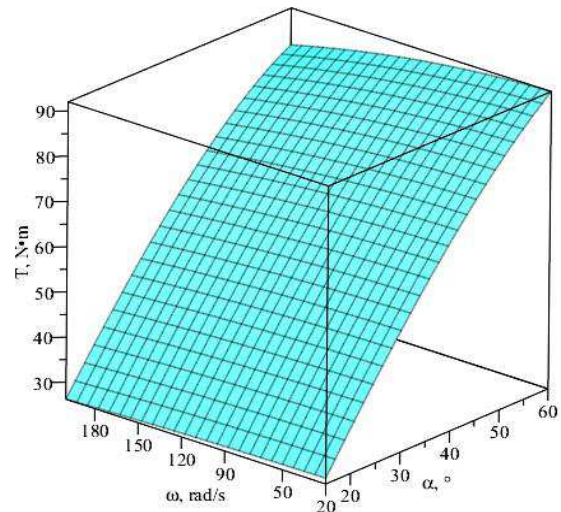


Рисунок 9 – Графік залежності моменту муфти T від кута α нахилу осей пазів півмуфт до радіуса та кутової швидкості муфти ω

Представлений на рис. 9 графік ілюструє вплив величини кута α та кутової швидкості ω на навантажувальну здатність муфти (при $\beta = 10^\circ$). Його дані підтверджують висновок щодо впливу збільшення кута α : так, його збільшення з 20° до 60° (при $\omega = 20$ рад/с) підвищує момент муфти T з 30 Н·м до 90 Н·м.

Підвищення швидкохідності модельної муфти незначно зменшує її навантажувальну здатність: при збільшенні кутової швидкості ω в 9 разів – з 20 до 180 рад/с (при $\alpha = 60^\circ$) момент муфти T знижується на 11% – з 90 Н·м до 80 Н·м.

Висновки. Таким чином, за рахунок виконання теоретичних досліджень обґрунтовані основні конструктивні та силові параметри запропонованих муфт, що забезпечують спосіб передачі руху запобіжної частини за рахунок сил тертя та клинового ефекту конусних поверхонь, а також безударне спрацювання в режимі перевантаження. При цьому:

- наведено конструкції та описано принцип роботи запатентованих кулькових обгінно-запобіжних муфт, де запобіжна частина виконана у вигляді багатоконусної фрикційної пари. Перша муфта виконана за осевим принципом дії, друга – за радіальним і реалізує відтискання фрикційних поверхонь робочими кульками, що забезпечує підвищення точності спрацьовування.

- виконано обґрунтування параметрів фрикційної запобіжної багатоконусної частини муфт. Показано, що зменшення кута конуса запобіжної частини підвищує рівномірність розподілу навантаження між ними.

- для муфти радіального принципу дії вперше отримано основні залежності, що описують силову взаємодію елементів обгінної частини, та досліджено взаємний вплив конструктивних параметрів. Зокрема, доведено доцільність збільшення кутів нахилу осей пазів півмуфт до радіуса, що зменшує контактні напруження кульок та пазів, а також підвищує навантажувальну здатність. Показано, що величина кутів нахилу бічних сторін пазів до площини, паралельної осі муфти, на контактні напруження впливає несуттєво, тому ці кути доцільно приймати невеликими з метою спрощення фрезерування пазів.

- отримані результати формують умови для теоретичних та експериментальних досліджень нових муфт, зокрема оцінки коефіцієнтів точності та чутливості спрацьовування муфти, а також коефіцієнта перевищення номінального моменту.

Список літератури

- Liu Y., Lin Z., Zhao K. Simulation and experimental research on dynamic characteristics of overrunning clutch. *Vibroengineering*. 2019, 3, 570–586. <https://doi.org/10.21595/jve.2018.20035>
- Hongzhi Y, Hui Y, Xinyu C, Yiwei W, Peng Z. Analyzing friction and wear characteristics of overrunning spring clutch. *Mathematical Problems in Engineering*, 2016; 04: 1-6. <https://doi.org/10.1155/2022/3417760>
- Controzzi M., Bassi Luciani L., Montagnani F. Unified approach to bi-directional non-back drivable roller clutch design. *Mechanism and Machine Theory*. 2017; 116: 433-450. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2017.06.010>
- Zhao H, Wang B, Zhang G, Li J. Concept of a new overrunning clutch with the characteristic of reverse force transfer at high speed. *Engineering Reports*, 2021; №3: 1-17. <https://doi.org/10.1002/eng2.12415>
- Xue Y., Wang Z., Chen D., Tao S., Lu Y. Design and Test of a New Type of Overrunning Clutch. *Machines*, 2022; №10: 1-13. <https://doi.org/10.3390/machines10121188>
- Seregin A.A., Kravtsov A.G. Reliability of Roller Free-wheel Clutch with a Constant Jamming Angle. *Journal of Mechanical Engineering*, 2021; № 8: 12-19. <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2021-8-12-19>
- Hou X.Y., Zhang Y.Z., Zhang H. Research status and development tendency analysis of overrunning clutch. *Journal of Mechanical Transmission*. 2021; 12: 162-169. <https://doi.org/10.16578/j.issn.1004.2539.2021.12.026>
- Кулькові механізми вільного ходу / В. О. Малащенко [та ін.]. Монографія. – Львів: Новий Світ-2000, 2012. 212 с.
- Protsenko V., Malashchenko V., Klysz S., Avramenko O. Safety-overrunning clutch elastic torque operation characteristic study. *Diagnostyka*. 2023; 24(4): 1 - 7. <https://doi.org/10.29354/diag/175721>
- Пат. № 154144 Україна. Обгінно-запобіжна муфта. Малащенко В.О., Сологуб Б.В., Лисяк Б.Р. Опубл. 11.10.2023 р.
- Пат. № 161856. Україна. Обгінно-запобіжна фрикційно-кулькова муфта високої навантажувальної здатності. Проценко В.О., Луб'яний П.В., Мешков Ю.Є., Шатохіна І.А. Опубл. 07.01.2026.
- Муфты повышенной точности ограничения нагрузки / Я. И. Есипенко [и др.]. К.: Техніка, 1972. 168 с.

References (transliterated)

- Liu Y., Lin Z., Zhao K. Simulation and experimental research on dynamic characteristics of overrunning clutch. *Vibroengineering*. 2019, 3, 570-586. <https://doi.org/10.21595/jve.2018.20035>
- Hongzhi Y, Hui Y, Xinyu C, Yiwei W, Peng Z. Analyzing friction and wear characteristics of overrunning spring clutch. *Mathematical Problems in Engineering*, 2016; 04: 1-6. <https://doi.org/10.1155/2022/3417760>
- Controzzi M., Bassi Luciani L., Montagnani F. Unified approach to bi-directional non-back drivable roller clutch design. *Mechanism and Machine Theory*. 2017; 116: 433-450. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2017.06.010>
- Zhao H, Wang B, Zhang G, Li J. Concept of a new overrunning clutch with the characteristic of reverse force transfer at high speed. *Engineering Reports*, 2021; №3: 1-17. <https://doi.org/10.1002/eng2.12415>
- Xue Y., Wang Z., Chen D., Tao S., Lu Y. Design and Test of a New Type of Overrunning Clutch. *Machines*, 2022; №10: 1-13. <https://doi.org/10.3390/machines10121188>
- Seregin A.A., Kravtsov A.G. Reliability of Roller Free-wheel Clutch with a Constant Jamming Angle. *Journal of Mechanical Engineering*, 2021; №8: 12-19. <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2021-8-12-19>
- Hou X.Y., Zhang Y.Z., Zhang H. Research status and development tendency analysis of overrunning clutch. *Journal of Mechanical Transmission*. 2021; 12: 162-169. <https://doi.org/10.16578/j.issn.1004.2539.2021.12.026>
- Malashchenko V. O. [та ін.]. *Kul'kovi mehanizmy vільного ходу* [Free-running ball mechanisms]. L'viv, Novyj Svit-2000 Publ., 2012. 212 p.
- Protsenko V., Malashchenko V., Klysz S., Avramenko O. Safety-overrunning clutch elastic torque operation characteristic study. *Diagnostyka* [Diagnostic]. 2023, 24(4), 2023415. <https://doi.org/10.29354/diag/175721>
- Patent no. 154144 Ukraine. *Obginno-zapobizhna mufta* [Overrunning-safety clutch]. Malashchenko V.O., Sologub B.V., Lysyak B.R. Publ. 11.10.2023.
- Patent no. 161856 Ukraine. *Obhinno-zapobizhna fryktsiino-kulkova mufta vysokoi navantazhivalnoi zdatnosti* [High load capacity overrunning friction ball clutch]. Protsenko V.O., Lubianyi P.V., Mieshkov Yu.Ie., Shatokhina I.A. Publ. 07.01.2026.
- Esipenko Ya. I. [i dr.]. *Mufty povyshennoj tochnosti ograniichenija nagruzki* [Clutches of increased accuracy of load limitation]. Kyjiv, Tehnika, 1972. 168 p.

Надійшла (received) 22.04.2026

Стаття прийнята до друку 20.05.2026

Опублікована 29.05.2026

Відомості про авторів / About the Authors

Малащенко Володимир Олександрович / Malashchenko Volodymyr – доктор технічних наук (Dr. in Eng. S.), професор, Національний університет «Львівська політехніка», науковий консультант кафедри технічної механіки та інженерної графіки; м. Львів, Україна; тел.: (067) 860-45-04; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7889-7303>; e-mail: Volod.malasch@gmail.com

Проценко Владислав Олександрович / Protsenko Vladyslav – доктор технічних наук (Dr. in Eng. S.), професор, Херсонський національний технічний університет, професор кафедри транспортних систем і технічного сервісу; м. Херсон, Україна; тел.: (050) 494-74-72; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3468-4952>; e-mail: 1904pvo@gmail.com

Устиненко Олександр Віталійович / Ustynenko Oleksandr – кандидат технічних наук (Ph.D. in Eng. S.), доцент, старший науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; м. Харків, Україна; тел.: (093) 398-33-83; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6714-6122>; e-mail: ustin1964@tmm-sapir.org

Сологуб Богдан Володимирович / Solohub Bohdan – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), доцент, Національний університет «Львівська політехніка», доцент кафедри технічної механіки та інженерної графіки; м. Львів, Україна; тел.: (097) 325-12-11; ORCID: <https://orcid.org/0009-0001-4176-9751>; e-mail: bohdan.v.solohub@lpnu.ua

Т. О. ПРОТАСЕНКО, О. М. РЕБРОВА, М. С. СВИНАРЕНКО, О. Ю. РЕБРОВ

ВПЛИВ ТЕМПЕРАТУРИ НА МЕХАНІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ МІДНОЇ ФОЛЬГИ ВАКУУМНОЇ ПЛАВКИ

Підвищення надійності вузлів і конструкцій, ефективності машин та обладнання різного призначення вимагають розробки і застосування нових матеріалів, які здатні працювати у важких умовах при низьких або високих температурах, в агресивних середовищах, при великих навантаженнях, зокрема, високоміцних металів і сплавів, композиційних та неметалічних матеріалів. Багато з цих матеріалів погано з'єднуються зварюванням плавленням. Тому для багатьох нових матеріалів паяння, яке забезпечує з'єднання нижче температури автономного плавлення основного металу, стало найбільш надійним, а іноді і єдиним способом виробництва деталей та вузлів. Це перш за все відноситься до паяння неметалічних матеріалів, металів з неметалами, металів, схильних до утворення тріщин при зварюванні плавленням. Внаслідок підвищення вимог до стабільності експлуатаційних характеристик паяних з'єднань і надійності виробів електронної техніки виникає питання про отримання даних про фізико-механічні властивості припоїв у вигляді фольги. Метою даної роботи є отримання даних про вплив температури на механічні властивості твердого припою марки МВ у вигляді фольги, а також оцінка релаксаційної стійкості визначеного матеріалу в заданому інтервалі температур. Для вирішення цього завдання проводився комплекс механічних досліджень з метою оцінки механічних властивостей припоїв, кінетики релаксації напружень у різних температурних інтервалах, а також мікроструктурні дослідження фольги. Визначена методика вивчення механічних властивостей припоїв при короткочасних і більш тривалих випробуваннях.

Ключові слова: фольга, мідь, припій, міцність, пластичність, релаксація напружень, мікроструктура

T. PROTASENKO, O. REBROVA, M. SVINARENKO, O. REBROV

EFFECT OF TEMPERATURE ON THE MECHANICAL PROPERTIES OF VACUUM-MELTED COPPER FOIL

Increasing the reliability of assemblies and structures, the efficiency of machines and equipment for various purposes require the development and application of new materials that are capable of operating in difficult conditions at low or high temperatures, in aggressive environments, under heavy loads, in particular, high-strength metals and alloys, composite and non-metallic materials. Many of these materials are poorly joined by fusion welding. Therefore, for many new materials, soldering, which provides a connection below the autonomous melting temperature of the base metal, has become the most reliable, and sometimes the only way to produce parts and assemblies. This primarily applies to soldering non-metallic materials, metals with non-metals, metals prone to cracking during fusion welding. Due to increased requirements for the stability of the operational characteristics of soldered joints and the reliability of electronic products, the question arises of obtaining data on the physical and mechanical properties of solders in the form of foil. The purpose of this work is to obtain data on the influence of temperature on the mechanical properties of MV brand brazing solder in the form of foil, as well as to assess the relaxation resistance of a given material in a given temperature range. To solve this problem, a set of mechanical studies was carried out to assess the mechanical properties of solders, the kinetics of stress relaxation in different temperature ranges, as well as microstructural studies of the foil. A methodology for studying the mechanical properties of solders during short-term and longer tests was determined.

Keywords: foil, copper, solder, strength, plasticity, stress relaxation, microstructure

Вступ. Актуальність задачі. Паяння матеріалів застосовують у багатьох галузях техніки, а іноді воно є єдиним надійним та ефективним способом з'єднання матеріалів. Надзвичайно важливе промислове значення має високотемпературне паяння при температурах вище 450°C. Це перш за все це відноситься до виробів, у яких використовуються композиційні та неметалічні матеріали, жароміцні нікелеві сплави, тугоплавкі метали, які не з'єднуються зварюванням плавленням.

При з'єднанні багатьох металічних матеріалів (тугоплавкі метали та їх сплави, жароміцні нікелеві та кобальтові сплави зі спрямованою кристалізацією, композиційні матеріали) не допускається їх розплавлення та перегрівання вище від певної температури через втрату ними їх будови та властивостей. Цього завжди можна уникнути, вибираючи відповідні припої та спосіб паяння. Паяння має переваги також перед зварюванням тиском, оскільки не потребує пластичної деформації з'єднуваних матеріалів. При загальному нагріванні виробу для паяння не

мають значення площа з'єднання, кількість швів, також відсутня проблема напружень і деформацій при з'єднанні неоднорідних металів. Процеси паяння легко піддаються механізації та автоматизації [1–3].

При паянні формування шва йде шляхом заповнювання припоєм зазору між деталями, які з'єднуються, тобто процес паяння у більшості випадків пов'язаний з капілярною текучістю, яка не має місця при зварюванні плавленням. На відміну від зварювання, паяння не пошкоджує структуру матеріалів, що з'єднуються, хоча невелике потовщення в місці пайки все ж помітне. Паяння може бути здійснено при низьких температурах, які лежать нижче температури плавлення основного металу. Температуру підбирають таким чином, щоб не було пошкоджень поверхні або переплавлення, а з'єднання було пластичним [4, 5].

Використання в якості припоїв металів із нижчою температурою плавлення, ніж основного металу, ослаблює спаяне з'єднання. Ця проблема

© Т. О. Протасенко, О. М. Реброва,
М. С. Свиноаренко, О. Ю. Ребров, 2026

чітко проявляється при паянні виробів, які працюють в умовах підвищених температур та інтенсивного навантаження, і повинна враховуватися при проектуванні паяних конструкцій, технологій та виборі способу паяння. Тому важливо знати механічні властивості матеріалу припою з урахуванням геометричних розмірів, тому що значне зменшення перерізу може суттєво змінити основні характеристики міцності і пластичності металу або сплаву [3, 6].

Друга проблема паяння, як і інших способів з'єднання матеріалів з різними фізико-механічними властивостями, пов'язана з формуванням власних напружень у з'єднанні. Напруження, що зазнають релаксації, неминуче виникають в процесі з'єднання деталей (технологічні напруження). Можливість отримання надійних спаїв однієї і тієї ж конфігурації визначається розмірами вузла, оскільки при цьому внаслідок різниці температурних осідань, яка залежить від лінійних розмірів деталей, змінюється величина механічного напруження. Часто ці напруження призводять до руйнування спаїв. Напруження в з'єднаних деталях можна уникнути тільки в разі ідеального збігання температурних коефіцієнтів лінійного розширення матеріалів, які з'єднуються в усьому інтервалі температур: від кімнатної температури до температури твердіння припою. Практично такої ідеальної пари поки знайти не вдалося [7–9].

У кожному конкретному випадку припій обирається в залежності від фізико-хімічних властивостей матеріалів, з яких виготовлені поєднувані деталі; від температурних обмежень; розмірів деталей; від вимог щодо потрібних якостей спаю (його механічної міцності, жаротривкості, корозійної стійкості, електропровідності, довговічності і загальної вартості), а також від способу паяння та технологічних умов її здійснення.

З'єднання металевих матеріалів виконується за допомогою металевих припоїв. Тверді припої мають значну механічну міцність і можуть мати границю міцності σ_b до 500 МПа, м'які припої, як правило, мають σ_b не вище (50–70) МПа [3, 8, 10–15].

Чиста мідь марок М00, М0 з мінімальним вмістом кисню, вісмуту, свинцю та інших шкідливих домішок може успішно застосовуватися для пічного паяння заліза, сталей, нікелю. Вона добре змочує ці матеріали, легко затікає в капілярні зазори і дає можливість отримувати з'єднання по великій площі при нанесенні її електролітичним або іншим методом на поверхню шару товщиною 3...15 мкм та паянні у вакуумі або відновлювальному газовому середовищі. Температура паяння міддю знаходиться в інтервалі 1100...1130 °С залежно від легування сталей і сплавів. Недоліком міді як припою є висока температура паяння і схильність до утворення кристалізаційних тріщин за рахунок утворення евтектики Cu–Cu₂O при недостатньому захисті або використанні недостатньо розкисненої міді [1–5].

Залежно від технології здійснення паяння, розмірів та особливостей деталей, що спаюються,

припій може мати вигляд: дроту; прутків; трубок діаметром від 0,3 до 5 мм, заповнених флюсом (каніфоллю); спеціальних стрічок фольги, яким заздалегідь надається форма відповідно до розмірів деталей; порошоків; паяльних паст, які складаються із порошку припою і рідкого флюсу; суспензій [1, 16–19].

Досліджуваний мідний припій – марки МВ у вигляді фольги товщиною 0,05 мм, який використовується в якості твердого припою при отриманні з'єднань виробів електронної техніки.

Зважаючи на це, метою даного дослідження було отримання даних про вплив температури на механічні властивості твердого припою марки МВ у вигляді фольги, а також оцінка релаксаційної стійкості визначеного матеріалу в заданому інтервалі температур.

Експериментальна частина. В якості матеріалу дослідження були обрані зразки твердого мідного припою марки МВ у вигляді фольги товщиною 0,05 мм. Це мідь вакуумної плавки, яка характеризується підвищеною чистотою – 99,99% Cu і зниженим вмістом шкідливої домішки O₂.

Механічні випробування в режимі активного розтягання припою МВ проводилися для матеріалу в стані постачання при $t = 20^\circ\text{C}$ і для відпаленого протягом 1,5 год при $t = 600^\circ\text{C}$. Температури випробувань становили 20°C, 200°C, 400°C, 600°C.

В роботі також проводилися дослідження релаксації напружень у припої, які можуть виникати в паяному з'єднанні при термоциклічному режимі роботи або в області підвищених температур і відповідним чином впливати на його службові властивості. Для випробувань на розтяг і релаксацію напружень використовувались плоскі зразки з отворами, в які вставлявся поперечний стрижень, що проходив через захоплювачі розривної машини жорсткого типу з автоматичним записуванням діаграми розтягання (рис. 1).

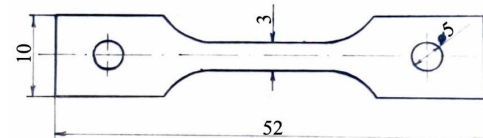


Рисунок 1 – Зразок для випробувань на одновісний розтяг та релаксацію напружень

Для дослідження структури металу використовували металографічний метод.

Металографічний аналіз припою МВ у вихідному і відпаленому стані показав, що фольга має різко відмінні структури.

Структура припою МВ у вихідному стані (рис. 2) є нерівновісними зернами овальної форми, витягнутими у напрямку прокатування, тобто має місце текстурованість структури. Чіткі границі між зернами мають нерівну форму. Присутнє характерне для міді різне забарвлення зерен, яке обумовлено анізотропією властивостей у різних

напрямах.

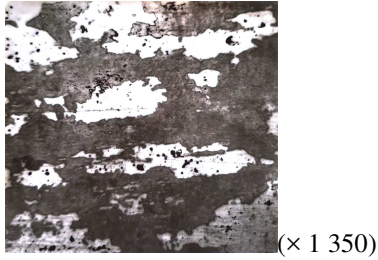


Рисунок 2 – Мікроструктура припою МВ у стані постачання

Мікроструктура припою МВ, відпаленого протягом 1,5 год при $t = 600^{\circ}\text{C}$, відповідає структурному складу відпаленої міді. Мікроструктура є рівновісними зернами з чіткими прямолінійними границями. Для відпаленої міді характерна розвинена двійникова структура (рис. 3). Така досить груба крупнозерниста структура з розміром зерна, порівнянню з товщиною фольги («бамбукова» будова), буде мати невисокі значення міцності.

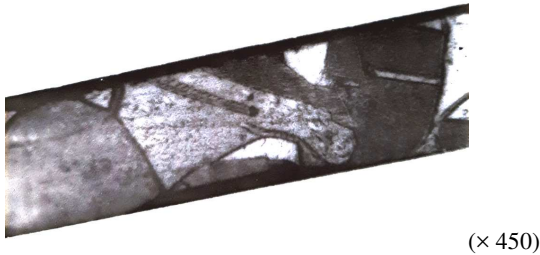


Рисунок 3 – Мікроструктура припою МВ після відпалення при 600°C

В роботі досліджувалися наступні механічні характеристики: границя пружності ($\sigma_{0,05}$), границя плинності ($\sigma_{0,1}$, $\sigma_{0,2}$), границя міцності (σ_b), пластична деформація ($\epsilon_{пл}$). Деформування здійснювалося з постійною швидкістю 1,2 мм/хв.

Оскільки припій МВ, що досліджується, застосовується для з'єднання деталей із різномірних матеріалів з різними температурними коефіцієнтами розширення, що працюють у циклічному температурному режимі або в режимі підвищених температур від 20°C до 600°C , то найбільш важливою характеристикою механічних властивостей є границя плинності $\sigma_{0,1}$ і пластичність $\epsilon_{пл}$.

Короткочасні механічні випробування в режимі активного розтягу припою МВ проводилися для матеріалу у стані постачання при температурі 20°C і для відпаленого зразків при температурах 20°C , 200°C , 400°C , 600°C .

При кімнатній температурі, яка для міді становить $0,21 T_{пл}$, границя плинності вихідного зразка дуже висока і становить $\sigma_{0,1} = 158 \text{ МПа}$. Це пояснюється досить жорсткими умови виготовлення зразка (значна ступінь прокатування), у процесі якого відбувається значний наклеп матеріалу, підвищується ступінь його дефектності. Оскільки при випробуванні вихідного матеріалу при більш високих

температурах на процеси деформаційного зміцнення будуть істотно впливати процеси відновлення і рекристалізації, які йдуть паралельно, було вирішено проводити їх тільки для відпалених зразків. Температура рекристалізації технічно чистої міді зазвичай становить $150\text{--}270^{\circ}\text{C}$. Цей процес залежить від ступеня попередньої деформації, чистоти металу та часу нагріву: чим вища деформація, тим нижча температура рекристалізації. Для надчистої міді вона може починатися від 80°C .

Із рис. 4 видно, що при підвищенні температури випробувань характеристики міцності відпаленої фольги припою МВ знижуються, причому з різною інтенсивністю.

Так, якщо при $t = 20^{\circ}\text{C}$ ($0,21 T_{пл}$) середнє значення границі текучості становить 35 МПа, то при $t = 200^{\circ}\text{C}$ ($0,34 T_{пл}$) його значення дорівнює 23 МПа, тобто знизилось на третину, тоді як у температурному інтервалі $200\text{--}600^{\circ}\text{C}$ спостерігається незначне зниження. При $t = 400^{\circ}\text{C}$ ($0,49 T_{пл}$) границя плинності становить $\sigma_{0,1} = 20 \text{ МПа}$, а при $t = 600^{\circ}\text{C}$ ($0,64 T_{пл}$) – $\sigma_{0,1} = 18 \text{ МПа}$.

Відносне видовження припою МВ при $t = 20^{\circ}\text{C}$ становить $\delta = 7,5\%$, а при 200°C – $\delta = 9,1\%$, таким чином, в даному температурному інтервалі пластичні характеристики припою підвищуються на 21% (табл. 1). Потім в інтервалі $200\text{--}400^{\circ}\text{C}$ спостерігається різке зниження пластичності, відносне видовження досягає всього $\delta = 2\%$. Подальше збільшення температури до 600°C призводить до деякого підвищення пластичності до $\delta = 5,1\%$.

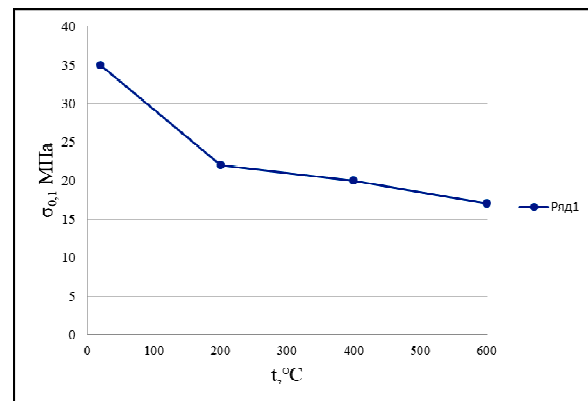


Рисунок 4 – Зміна границі плинності припою МВ залежно від температури випробування

Таблиця 1 – Зміна пластичності припою МВ залежно від температури випробування

$T, ^{\circ}\text{C}$	20	200	400	600
$\delta, \%$	7,5	9,1	2,0	5,1

Такий «провал» пластичності добре узгоджується з деякими літературними джерелами [6, 8], але для достовірного пояснення явища, яке спостерігається, необхідно отримати більш конкретні відомості про хімічний склад припою МВ. Зниження значень $\sigma_{0,1}$ з підвищенням температури випробувань можливо пояснити наступним чином.

При високотемпературному деформуванні переміщення дислокацій відбувається під дією одночасно діючих зовнішніх напружень і температурного впливу. Тут дислокації не прив'язані до «своїх» площин ковзання і можуть легко проходити з однієї площини в іншу, вибираючи собі найлегший шлях. При такому довільному і неврегульованому русі дислокацій необхідно менше напруження для подолання ними різних бар'єрів. Як наслідок – зниження міцності та збільшення пластичності.

У роботі проводились дослідження релаксації напружень у мідній фользі, які виникають внаслідок різних термічних коефіцієнтів розширення деталей паяного виробу в процесі експлуатації при нагріванні до різних температур. Напружений стан, який буде виникати у припої, відповідним чином впливає на його службові властивості.

Напруження розтягу, а також велика ступінь деформації можуть бути дуже небезпечними для паяних з'єднань і призвести до їх руйнування. Тому ступінь релаксації та швидкість протікання релаксаційних процесів є досить важливими характеристиками для паяних з'єднань, які періодично працюють у напруженому стані. Представляє інтерес також вплив зміни температури на кінетику релаксаційних процесів, оскільки з'єднання, що виконані методом паяння припоями, які досліджуються, повинні працювати в умовах температур, які змінюються циклічно.

Дослідженню на релаксаційну стійкість піддавався припій марки МВ в різних умовах. При знятті кривих релаксації вибір напруження релаксації здійснюється в інтервалі $\sigma_{0,2} < \sigma_p \leq \sigma_b$ і при сталій величині загальної деформації $\epsilon_{заг}$, знімалася крива спадання напруження у зразку в заданому проміжку часу. Проводився порівняльний аналіз кінетики протікання релаксаційних процесів у припої даної марки при різних температурах і напруженнях, нормованих на границю текучості. Дослідження відбувалися при кімнатній і підвищеній температурах. За розрахунками релаксаційних кривих будувалися графіки в координатах σ_τ (МПа) – τ (с), $\ln[-\sigma] - \sigma_\tau$.

Відомо, що критичне напруження можна представляти двома складовими:

$$\tau_{кр} = \tau^* + \tau_\sigma \quad (1)$$

де τ^* – температурнозалежна складова;

τ_σ – атермічна складова.

Дислокації при своєму масовому русі повинні долати близькодіючі перешкоди, тобто значні поля напружень, які спостерігаються лише на відстанях, рівних декільком міжатомним, і далекодіючі – поля напружень яких відчужаються на відстанях декількох десятків параметрів ґратки і більше. До перших відносяться бар'єри Пайерлса–Набарро, точкові дефекти, атмосфери домішок біля дислокацій, ліс дислокацій, до других – дислокації в паралельних площинах ковзання, різні бар'єри дислокацій, скупчення дислокацій.

В інтервалі $(0,2 - 0,4) T_{пл}$ енергія температурних флуктуацій достатня для подолання дислокаціями полів напруження близькодіючих перешкод (дефекти упакування, атмосфери Котрелла, точкові дефекти, ліс дислокацій). При температурі $(0,5 - 0,7) T_{пл}$ тільки енергії теплових флуктуацій буде достатньо, щоб подолати близькодіючі перешкоди, а зовнішнє напруження буде витрачатися на подолання далекодіючих перешкод. Як відомо [5], збільшення температури призводить до різкого підвищення концентрації точкових дефектів і дислокації із заблокованих площин ковзання переходять у більш вільні. Тобто, при високих температурах значною мірою розвивається рух точкових дефектів, і дислокаційні конфігурації можуть змінюватися за механізмом переповзання, за яким може здійснюватися переміщення навіть сидячих дислокацій. Рух дислокацій буде множинним у різних площинах ковзання.

Розглянемо результати випробування на релаксацію напружень припою МВ у стані постачання при $t = 20^\circ\text{C}$ ($0,21 T_{пл}$), напруження початку релаксації становить $\sigma_0 = 158$ МПа, $\sigma_0 / \sigma_{0,1} = 1$.

Відповідний релаксаційний процес представлений на рис. 5, а. На початковій I стадії релаксаційний процес протікає інтенсивно. Однак, коли залишкове напруження становить 44% σ_0 , інтенсивність зниження напруження зменшується і через деякий час швидкість релаксації стає практично рівною нулю. Загальна глибина релаксації напружень становить 8%. На таку величину напруження релаксує за 80 с.

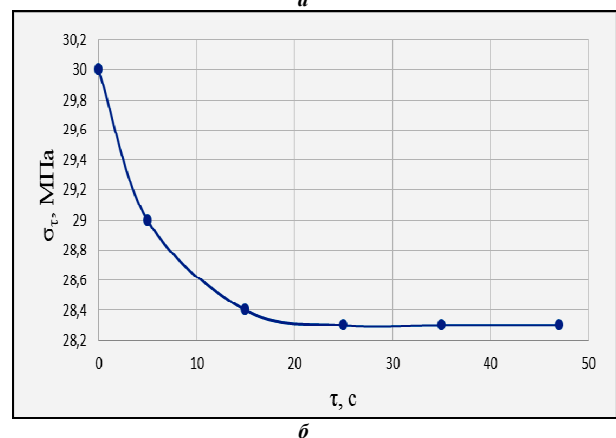
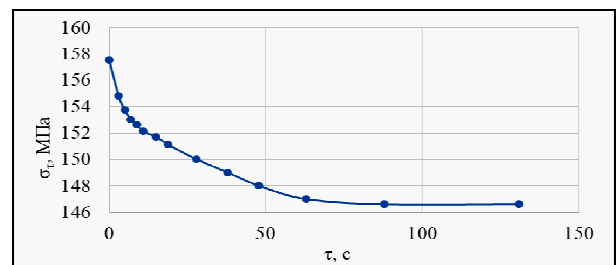


Рисунок 5 – Релаксація напружень у фользі припою МВ в різному стані, $t_{випр} = 20^\circ\text{C}$ ($0,21 T_{пл}$):

а – вихідний стан;

б – після відпалювання $t = 600^\circ\text{C}$, $\tau = 1,5$ год

При випробуванні у таких саме

температурних умовах припою МВ, відпаленого попередньо при $t = 600^\circ\text{C}$ для початкової напруженності $\sigma_0 = 30$ МПа, $\sigma_0 / \sigma_{0,1} = 1$ період інтенсивного знеміцнення значно коротший (рис. 5, б). Він становить 16 с, на відміну від вихідного зразка, для якого цей період 60 с.

Глибина релаксації за I період становить 4,5%. Загальна глибина релаксації становить 5% за проміжок часу 25 с. Причиною трохи більшого релаксаційного знеміцнення вихідного зразка слід, мабуть, вважати більш високу щільність активних дислокацій, здатних до ковзання, яка стала результатом прокатування.

У даних температурних умовах вихідний і відпалений зразки мають високу релаксаційну стійкість.

Розглянемо результати випробувань відпаленого зразка при $t = 200^\circ\text{C}$ ($0,34T_{\text{пл}}$), напруженні початку релаксації $\sigma_0 = 29,6$ МПа, $\sigma_0 / \sigma_{0,1} = 1,14$.

На початкових стадіях релаксація напружень відбувається дуже інтенсивно, потім швидкість релаксації зменшується і стає практично рівною нулю. За 40 с глибина релаксації становить 7,6%.

Результати випробувань відпаленого зразка при $t = 400^\circ\text{C}$ ($0,49T_{\text{пл}}$), початковому напруженні $\sigma_0 = 45$ МПа, $\sigma_0 / \sigma_{0,1} = 1$ наступні.

Крива релаксації в цьому випадку різко відрізняється від відповідних кривих при $t = 20^\circ\text{C}$ і $t = 200^\circ\text{C}$. Спостерігається досить тривалий період інтенсивного знеміцнення матеріалу. На I стадії релаксації напружень за 340 с глибина релаксації становить 54,5%. Потім, зменшуючись, швидкість релаксації стає практично рівною нулю. Загальна глибина релаксації становить 56% за час випробувань 380 с.

Релаксаційні процеси, що проходять в даному припої при $t = 600^\circ\text{C}$ ($0,64T_{\text{пл}}$) (рис. 6) при початковому напруженні $\sigma_0 = 21$ МПа, також характеризуються високою швидкістю знеміцнення. За перші 250 с досліджень глибина релаксації досягла 52,5% при загальній глибині релаксації 53% за 330 с. Потім швидкість релаксаційних процесів практично наближається до нуля.

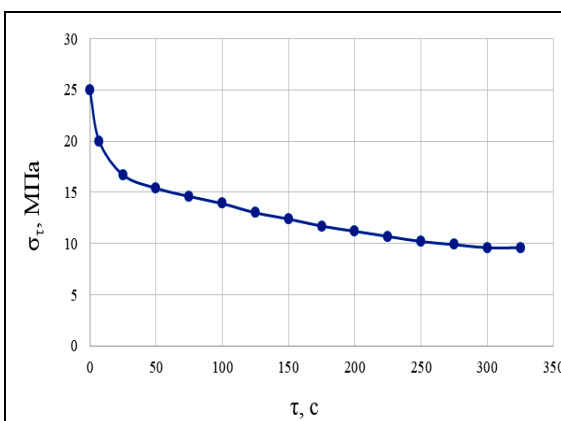


Рисунок 6 – Релаксація напружень у фользі припою відпаленого МВ, $\sigma_{0,1} = 19$ МПа, $t_{\text{випр}} = 600^\circ\text{C}$ ($0,64T_{\text{пл}}$)

Таким чином, якщо за 1–1,5 хв. релаксація напружень при $t = 20^\circ\text{C}$ і $t = 200^\circ\text{C}$ загасає, то при $t = 400^\circ\text{C}$ і $t = 600^\circ\text{C}$ навіть після 5 хв матеріал інтенсивно знеміцнюється.

Як видно з результатів диференційно оброблених кривих, які наведені на рис. 7, для кривих релаксації, знятих при близьких значеннях $\varepsilon = 1,2\%$, нахил кривих теж близький. Отже, можна припустити, що ця стадія релаксації обумовлена термоактиваційними процесами. Дійсно, при близьких ε дислокаційна структура буде характеризуватися значеннями ρ (щільність дислокацій) одного порядку ($\varepsilon = \rho b l$). Разом з тим, для диференціальних кривих, отриманих при 400°C і 600°C , чітко спостерігається II стадія, тобто відбувається різка зміна нахилу кривої (рис. 7). При $t = 400^\circ\text{C}$ ця стадія настає через 64 с після початку випробувань, а при $t = 600^\circ\text{C}$ – через 5 с.

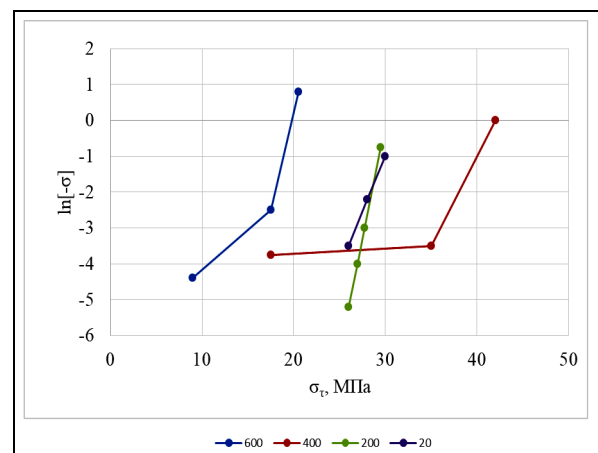


Рисунок 7 – Релаксація напружень в припої МВ після диференційної обробки

Поява II стадії на диференціальних кривих пов'язана з процесами знеміцнення в матеріалі (термоактиваційними і дифузійними), які йдуть паралельно. Запропоновані механізми релаксації на II стадії узгоджуються з теоретичними уявленнями.

Разом з тим, дотримуючись таких міркувань, інтенсивність зниження швидкості релаксації напружень залежно від напруження, яке залишилося, була б вище при $t = 400^\circ\text{C}$, а в даному випадку більш інтенсивне зниження швидкості релаксації спостерігається при $t = 600^\circ\text{C}$. З цього приводу можна зробити наступне припущення. Як видно з табл. 1, при $t = 400^\circ\text{C}$ спостерігається провал пластичності. Тоді більш інтенсивне зниження швидкості релаксації при $t = 400^\circ\text{C}$ обумовлено протіканням двох процесів – дифузійним переповзанням дислокацій і процесами руйнування.

Таким чином, кінетика релаксаційних процесів припою МВ при температурах 400°C , 600°C подібна і відбувається за термоактиваційним і дифузійним механізмами.

Висновки

1. За допомогою проведених металографічних досліджень мідної фольги марки

МВ визначена її структура в різному стані.

2. Показано, що при проведенні механічних досліджень в режимі активного розтягу у діапазоні температур, підвищення температури значною мірою призводить до знеміцнення припою.

3. Встановлено, що у твердого припою марки МВ спостерігається різке зниження пластичності при температурі 400°C.

4. Отримана інформація про релаксаційні властивості твердого припою марки МВ у вигляді фольги в робочому інтервалі температур.

5. Встановлено, що для мідного припою МВ характерна наявність двох механізмів релаксації напружень: термоактиваційний і дифузійний.

Список літератури

- Liu Y., Li J., Chen Zh. Et al. Effect of annealing temperature on microstructure and properties of stainless steel/copper composite strips. *Advanced Composites and Hybrid Materials*. Vol. 9, (№ 103), 2026, p. 118-132. <https://doi.org/10.1007/s42114-026-01648-3>.
- Xie, X.; Lin, P.; Lian, B.; Xu, S.; Wang, Y.; Shi, S.; Fu, L.; Zhao, X. Microstructure and Mechanical Properties of In-Doped Low-Temperature SnPb Solders. *J. Materials*, 2025, 18, 886. <https://doi.org/10.3390/ma18040886>.
- Liu Y., K.N. Tu, Low melting point solders based on Sn, Bi, and In elements. *J. Materials Today Advances*. 2020, 8, 100115. <https://doi.org/10.1016/j.mtadv.2020.100115>.
- Xu, S.; Jing, X.; Zhu, P.; Jin, H.; Paik, K.-W.; He, P.; Zhang, S. Equilibrium phase diagram design and structural optimization of SAC/Sn-Pb composite structure solder joint for preferable stress distribution. *J. Materials Characterization*. 2023, 206, 113389. <https://doi.org/10.1016/j.matchar.2023.113389>.
- Junior, R.R.R., Oliveira, D.L.R., Lopes, F.P.D., Simonassi, N.T., Vieira, C.M.F., Monteiro, S.N. (2024). Impact Evaluation of Corn Husk Reinforced Epoxy Composites. In: Wisner, B., Hunyadi Murph, S.E., Mastorakos, I.N., Paramsothy, M. (eds) *Composite Materials . TMS 2024. The Minerals, Metals & Materials Series*. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-031-50180-7_3.
- Pogribniy M. Rebrova O., Shevchenko S., Vasilchenko A. Improving the quality of heat treatment using microwave heating of products with a complex profile of hardened surfaces. *Solid state phenomena*. 2024. Vol. 364. pp. 39–45. <https://doi.org/10.4028/p-Kmy1av>.
- Гонтар Ю. Г. *Електротехнічні матеріали* [Електронний ресурс] : навч. посібник. Харків : НТУ "ХПІ", 2025. 503 с.
- Трегуб М. І., Рубець А. М., Хахула В. С. *Електротехнічні матеріали*: навчальний посібник. Біла Церква, 2020. 60 с.
- Василенко І. І., Василенко Ю. І., Широков В. В. *Конструкційні та електротехнічні матеріали*: навчальний посібник. Львів. 2021. 242 с.
- Паржицький О. В., Аушева С. В. *Електро матеріалознавство* : навч. посібн. для здобувач. проф. (проф.-тех.) освіти. Київ : Грамота, 2023. 224 с.
- Механічні випробування матеріалів* [Електронний ресурс] : навч.-метод. посіб. для виконання лабораторних робіт (Частина 1) / Антонова Г. В., Вершков О. О., Бондаренко Л. Ю. та ін. Мелітополь : ТДАТУ, 2020. 112 с.
- Конструкційні матеріали і технології [Електронний ресурс] : навч. посіб. / Будяк Р. В., Посвятенко Е. К., Швець Л. В. та ін. Вінниця, 2020. 240 с.
- Прикладне матеріалознавство: підручник для вищих навчальних закладів III-IV ступенів акредитації* [Електронний ресурс] / Авт. колектив: Сушко О. В., Посвятенко Е. К., Кюрчев С. В. та ін. Мелітополь : ТПЦ «Forward press», 2019. 352 с.
- Матеріалознавство* [Електронний ресурс] : навч. посіб. / Бузило В. І., Сердюк В. П., Яворський А. В. та ін. / М-во освіти і науки України, Нац. техн. ун-т «Дніпровська політехніка». Дніпро : НТУ «ДП», 2021. 243 с.
- Прокопович І. В. *Металознавство* [Електронний ресурс] : навч. посіб. / І. В. Прокопович. Одеса : Екологія, 2020. 308 с.
- Афанасьєва О. В. *Функціональні матеріали оптоелектронної техніки. Частина друга* [Електронний ресурс]. Навч. посіб. / О. В. Афанасьєва. Харків : ХНУРЕ, 2019. 172 с.
- Тарасова Л. Д. *Матеріалознавство та конструкційні матеріали: Практикум : навч. посіб. для здобувачів ступеня бакалавра за освітніми програмами «Медична інженерія»*. Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2022. 143 с.
- Сушко О. В., Колодій О. С. *Нові матеріали в машинобудуванні : навч.-метод. посіб. до виконання лабораторних робіт*. Мелітополь : ТПЦ «Forward press», 2021. 106 с.
- Долгов О. М., Колосов Д. Л. *Механічні властивості та конструкційна міцність матеріалів* [Електронний ресурс] : навч. посіб. Дніпро : НТУ «Дніпровська політехніка», 2022. 70 с.

References (transliterated)

- Liu Y., Li J., Chen Zh. Et al. (2026). Effect of annealing temperature on microstructure and properties of stainless steel/copper composite strips. *Advanced Composites and Hybrid Materials*. Vol. 9, (no. 103), pp. 118-132. <https://doi.org/10.1007/s42114-026-01648-3>.
- Xie, X.; Lin, P.; Lian, B.; Xu, S.; Wang, Y.; Shi, S.; Fu, L.; Zhao, X. (2025). Microstructure and Mechanical Properties of In-Doped Low-Temperature SnPb Solders. *J. Materials*, 18, 886. <https://doi.org/10.3390/ma18040886>.
- Liu Y., K.N. Tu, (2020). Low melting point solders based on Sn, Bi, and In elements. *J. Materials Today Advances*, 8, 100115. <https://doi.org/10.1016/j.mtadv.2020.100115>.
- Xu, S.; Jing, X.; Zhu, P.; Jin, H.; Paik, K.-W.; He, P.; Zhang, S. (2023). Equilibrium phase diagram design and structural optimization of SAC/Sn-Pb composite structure solder joint for preferable stress distribution. *J. Materials Characterization*, 206, 113389. <https://doi.org/10.1016/j.matchar.2023.113389>.
- Junior, R.R.R., Oliveira, D.L.R., Lopes, F.P.D., Simonassi, N.T., Vieira, C.M.F., Monteiro, S.N. (2024). *Impact Evaluation of Corn Husk Reinforced Epoxy Composites*. In: Wisner, B., Hunyadi Murph, S.E., Mastorakos, I.N., Paramsothy, M. (eds) *Composite Materials . TMS 2024. The Minerals, Metals & Materials Series*. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-031-50180-7_3.
- Pogribniy M. Rebrova O., Shevchenko S., Vasilchenko A. (2024). Improving the quality of heat treatment using microwave heating of products with a complex profile of hardened surfaces / M. Pogribniy, O. *Solid state phenomena*. Vol. 364. pp. 39–45.

- <https://doi.org/10.4028/p-KmyIav>.
7. Hontar Yu. H. *Elektrotekhnichni materialy* [Elektronnyi resurs] : navch. posibnyk. Kharkiv : NTU "KhPI", 2025. 503 p.
 8. Trehub M. I., Rubets A. M., Khakhula V. S. *Elektrotekhnichni materialy: navchalnyi posibnyk*. Bila Tserkva, 2020. 60 p.
 9. Vasylenko I. I., Vasylenko Yu. I., Shyrokov V. V. *Konstruksiini ta elektrotekhnichni materialy: navchalnyi posibnyk*. Lviv. 2021. 242 p.
 10. Parzhytskyi O. V. *Elektromaterialoznavstvo : navch. posibn. dlia zdobuvach. prof. (prof.-tekh.) osvity* / O. V. Parzhnytskyi, S. V. Ausheva, H. Kyiv : Hramota, 2023. 224 p.
 11. *Mekhanichni vyprovuvannia materialiv* [Elektronnyi resurs] : navch.-metod. posib. dlia vykonannia laboratornykh robiv (Chastyna 1) / Antonova H. V., Vershkov O. O., Bondarenko L. Yu. ta in. Melitopol : TDATU, 2020. 112 p.
 12. Budiak R. V., Posviatenko E. K., Shvets L. V. ta in. *Konstruksiini materialy i tekhnologii* [Elektronnyi resurs] : navch. posib. Vinnytsia, 2020. 240 p.
 13. *Prykladne materialoznavstvo: pidruchnyk dlia vyshchykh navchalnykh zakladiv III-IV stupeniv akredytatsii* [Elektronnyi resurs] / Avt. kolektyv: Sushko O. V., Posviatenko E. K., Kiurchev S. V. ta in. Melitopol : TPTs «Forward press», 2019. 352 p.
 14. *Materialoznavstvo* [Elektronnyi resurs] : navch. posib. / Buzlyo V. I., Serdiuk V. P., Yavorskyi A. V. ta in. / M-vo osvity i nauky Ukrainy, Nats. tekhn. un-t «Dniprovska politekhnika». Dnipro : NTU «DP», 2021. 243 p.
 15. Prokopovych I. V. *Metaloznnavstvo* [Elektronnyi resurs] : navch. posib. / I. V. Prokopovych. Odesa : Ekolohiia, 2020. 308 p.
 16. Afanasieva O. V. *Funktionalni materialy optoelektronnoi tekhniky. Chastyna druha* [Elektronnyi resurs]. Navch. posib. / O. V. Afanasieva. Kharkiv : KhNURE, 2019. 172 p.
 17. Tarasova L. D. *Materialoznavstvo ta konstruksiini materialy* : Praktykum : navch. posib. dlia zdobuvachiv stupenia bakalavra za osvithnimy prohramamy «Medychna inzheneriia» / L. D. Tarasova. Kyiv: KPI im. Ihoria Sikorskoho, 2022. 143 p.
 18. Sushko O. V., Kolodii O. S. *Novi materialy v mashynobuduvanni : navch.-metod. posib. do vykonannia laboratornykh robiv*, Melitopol : TPTs «Forward press», 2021. 106 p.
 19. Dolhov O. M. *Mekhanichni vlastyivosti ta konstruksiini mitsnist materialiv* [Elektronnyi resurs] : navch. posib. / O. M. Dolhov, D. L. Kolosov. Dnipro : NTU «Dniprovska politekhnika», 2022. 70 p.

*Надійшла (received) 24.03.2026
Стаття прийнята до друку 20.05.2026
Опублікована 29.05.2026*

Відомості про авторів /About the Authors

Протасенко Тетяна Олександрівна / Protasenko Tetiana – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Матеріалознавство», м. Харків, Україна; Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри «Технологія металів та матеріалознавство», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5207-7478>; e-mail: Tetiana.Protasenko@khpri.edu.ua

Реброва Олена Михайлівна / Rebrova Olena – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Матеріалознавство», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2315-7003>; e-mail: Olena.Rebrova@khpri.edu.ua

Свинаренко Максим Сергійович / Svinarenko Maksym – кандидат технічних наук, доцент, Харківська державна академія дизайну і мистецтв» доцент кафедри «Теплогазопостачання, вентиляції та використання теплових вторинних енергоресурсів», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9134-2759>; e-mail: svynarenko.maksym@ksada.org.

Ребров Олексій Юрійович / Rebrov Oleksii – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри «Автомобіле- і тракторобудування», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1312-9992>; e-mail: Oleksii.Rebrov@khpri.edu.ua

В. Б. СТЕФАНИШИН

РОЗРОБКА ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ІМІТАЦІЙНОЇ МОДЕЛІ ГІБРИДНОЇ СИСТЕМИ ТУРБОНАДДУВУ АВТОМОБІЛЬНОГО ДВИГУНА

У роботі представлено імітаційну модель енергоефективного турбокомпресора-генератора, розроблену засобами MATLAB/Simulink, в якій ротор традиційного турбокомпресора доповнений електричним двигуном-генератором. Мета полягає в оцінці енергетичних і динамічних наслідків електрифікації ланцюга наддуву для застосування в автомобільних двигунах. Модель базується на методі середніх значень та включає рівняння стисливого потоку для компресора і турбіни, баланс крутних моментів на спільному валу та ПІ-регулятор тиску наддуву, що дозволяє узгодити термодинаміку потоків з електромеханічною підсистемою. У моделі враховано основні фізичні обмеження, зокрема ізентропічні коефіцієнти корисної дії, рівняння стану ідеального газу та баланс потужності на валу, а характеристики компресора апроксимовано за картами реального турбокомпресора. Для дослідження використано параметри двигуна EP6CDT (1,6 л, 115 кВт) з турбокомпресором BorgWarner K03 як типового представника легкових наддувних агрегатів. Результати моделювання демонструють багатофункціональність системи, зокрема можливість генерації енергії у сталих режимах роботи, покращення перехідних процесів наддуву та рекуперації енергії в окремих режимах. Застосування імітаційного підходу дає змогу аналізувати перехідні процеси без використання повномасштабного випробувального стенду. Водночас модель містить низку спрощень, зокрема відсутність динаміки дросельної заслінки та зворотного впливу на газодинаміку двигуна, що визначає напрями її подальшого розвитку. Отримані результати свідчать про потенціал такої інтеграції для підвищення паливної ефективності та динамічних характеристик автомобільних двигунів і обґрунтовують доцільність подальших досліджень у цьому напрямку.

Ключові слова: турбокомпресор; турбокомпресор-генератор; гібридний турбонаддув; рекуперація енергії вихлопних газів; MATLAB/Simulink

V. STEFANYSHYN

DEVELOPMENT AND ANALYSIS OF A SIMULATION MODEL OF A HYBRID TURBOCHARGING SYSTEM FOR AN AUTOMOTIVE ENGINE

This paper presents a simulation model of an energy-efficient turbocharger-generator developed in the MATLAB/Simulink environment, in which the rotor of a conventional turbocharger is augmented with an electric motor-generator. The objective of the study is to evaluate the energetic and dynamic effects of electrifying the boost system in automotive internal combustion engines. The model is based on the mean value approach and incorporates compressible flow equations for the compressor and turbine, torque balance on a common shaft, and a proportional–integral (PI) controller for boost pressure regulation, enabling consistent integration of thermodynamic and electromechanical subsystems. The model also accounts for key physical constraints, including isentropic efficiencies, ideal gas relationships, and shaft power balance, while compressor characteristics are approximated using performance maps of a real turbocharger. The study is conducted using parameters of the EP6CDT engine (1.6 L, 115 kW) equipped with a BorgWarner K03 turbocharger as a representative passenger vehicle configuration. Simulation results demonstrate the multifunctional capabilities of the system, including energy generation under steady-state conditions, improved transient boost response, and energy recuperation during specific operating modes. The proposed simulation approach enables the analysis of transient processes without the need for a full-scale experimental test bench. At the same time, the current model includes several simplifying assumptions, such as the absence of throttle dynamics and limited interaction with engine gas exchange processes, which define directions for future refinement. The obtained results indicate the potential of integrating electric machines into turbocharging systems to improve fuel efficiency and dynamic performance of automotive engines, supporting further research and development in this area.

Keywords: turbocharger; turbocharger-generator; hybrid turbocharging; exhaust gas energy recovery; MATLAB/Simulink

Вступ. В умовах постійного росту цін на пальне та підвищення вимог до екологічності автомобільного транспорту виникає потреба модифікації підходів до конструювання автомобілів. Використання гібридних електричних установок разом з двигунами внутрішнього згоряння (далі – ДВЗ) є одним з таких напрямків [1–7], проте гібридні установки можуть бути використані не лише разом з ДВЗ, а й з іншими вузлами. Один з варіантів такого застосування є система турбонаддуву з інтегрованою гібридною системою, що в сукупності реалізовує енергоефективний турбокомпресор-генератор, що здатен перетворювати надлишок енергії вихлопних газів в електричну, або перетворювати електричну енергію в механічну для приведення в дію компресора.

Такі системи вже мають обмежене застосування в деяких ДВЗ високої потужності [1] та автоспорті [2].

Метою даної роботи є розробка імітаційної моделі з допомогою пакету MATLAB та Simulink для дослідження параметрів таких систем в різних режимах, зокрема для дослідження потенціалу її ширшого використання в автомобільній техніці.

Теоретичні основи моделі. Енергоефективний турбокомпресор генератор складається з трьох основних частин: компресор, турбіна та двигун-генератор. В найпростішій реалізації всі 3 частини об'єднані єдиним валом.

Баланс системи описується рівнянням

$$\tau_t - \tau_c + \tau_e = 0 \quad , \quad (1)$$

© В. Б. Стефанишин, 2026

де τ_t – крутний момент турбіни,

τ_c – крутний момент компресора,

τ_e – крутний момент електричного двигуна-генератора,

Для реалізації блоку компресора засобами Simulink його модель побудована в рамках методу наповнення і спорожнення: тиск на виході компресора є змінною стану інтегратора пленуму впускного колектора, а карта визначає миттєву витрату повітря при поточному тиску зворотного підпору.

У рамках такої моделі миттєва масова витрата повітря визначається як

$$\dot{m}_c = W \frac{p_{c,in}/p_{c,ref}}{\sqrt{T_{c,in}/T_{c,ref}}}, \quad (2)$$

де W – це приведена масова витрата в відповідності до карти обраного компресора,

$p_{c,in}$ – тиск на вході компресора,

$p_{c,ref}$ – еталонний тиск,

$T_{c,in}$ – температура на вході компресора,

$T_{c,ref}$ – еталонна температура.

Навантаження, що створює компресор у процесі роботи, виражається через крутний момент, що може бути визначений як:

$$\tau_c = \frac{\dot{m}_c c_p (T_{c,out} - T_{c,in})}{\omega}, \quad (3)$$

де c_p – це питома теплоємність повітря при сталому тиску,

$T_{c,out}$ та $T_{c,in}$ – температура на виході та вході компресора,

ω – швидкість обертання валу системи.

Для моделі температура на виході компресора обчислюється як:

$$T_{c,out} = T_{c,in} \frac{1 + p_{i_c}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{\eta_c}, \quad (4)$$

де p_{i_c} – ступінь стиснення компресора, виражена як співвідношення тиску на виході до тиску на вході, але з урахуванням ліній заживлення та помпажу конкретного турбокомпресора, тому при обчисленнях у моделі значення може відрізнятись,

γ – показник адіабати,

η_c – ізотропний ККД компресора.

Модель турбіни змодельована аналогічним набором вхідних та вихідних параметрів. Витрата газу через турбіну розраховується за функцією стисливого потоку:

$$\dot{m}_t = K_{flow} p_{t,in} \frac{f(p_{i_t})}{T_{t,in}}, \quad (5)$$

де K_{flow} – калібрувальний коефіцієнт витрати,

$p_{t,in}$ – тиск на вході турбіни,

$T_{t,in}$ – температура на вході турбіни,

$f(p_i)$ – функція стисливого потоку

$$f(p_i) = 1 - \left(\frac{1}{p_i}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}. \quad (6)$$

Крутний момент, що генерує турбіна на валу:

$$\tau_t = \frac{\dot{m}_t c_p (T_{t,in} - T_{t,out})}{\omega}, \quad (7)$$

де c_p – це питома теплоємність повітря при сталому тиску,

$T_{t,in}$ та $T_{t,out}$ – температура на вході та виході турбіни,

ω – швидкість обертання валу системи.

Ізоентропійна температура на виході турбіни:

$$T_{out,s} = T_{t,in} \left(\frac{1}{p_{i_t}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}. \quad (8)$$

Реальна температура на виході з урахуванням ізоентропійного коефіцієнту:

$$T_{out,s} = T_{t,in} - \eta_t (T_{t,in} - T_{out,s}). \quad (9)$$

ККД турбіни моделюється як парабола відносно приведеної частоти обертання:

$$\eta_t = \eta_{t,max} (1 - k_N (N_{corr} - 1)^2), \quad (10)$$

де $\eta_{t,max}$ – максимальний ізоентропійний ККД турбіни,

k_N – коефіцієнт спаду ККД при відхиленні від розрахункової швидкості,

N_{corr} – приведена частота обертання

$$N_{corr} = \frac{\omega}{\omega_{ref}}. \quad (11)$$

Оскільки електричний двигун-генератор може працювати у двох режимах, то його крутний момент також буду визначатись двома різними способами.

При роботі в режимі двигуна як генератор момент визначається як:

$$\tau_e = -\frac{P_e}{\eta_e}. \quad (12)$$

де P_e – необхідна електрична потужність асистування для забезпечення тиску турбонадуву,

η_e – ККД електродвигуна в режимі генератора.

Крутний момент є від'ємним, оскільки генератор створює додаткове навантаження відповідно до рівняння балансу системи (1).

У режимі роботи двигуна для асистування турбонадуву, необхідний крутний момент визначається ззовні за пропорційно-інтегральним законом регулювання в залежності від поточної різниці вихідного тиску компресора до необхідного значення. Регулювання роботи двигуна генератора описано в наступному розділі.

Крутний момент в обох режимах обмежений механічними та електричними параметрами двигуна:

$$-\tau_{e,max} \leq \tau_e \leq \tau_{e,max} \quad (13)$$

$$-P_{e,max} \leq P_e \leq P_{e,max} \quad (14)$$

Схема моделі. Імітаційна модель відповідає

схемі на рис. 1. Крім зазначених раніше компонентів турбокомпресора та двигуна-генератора, ключовим елементом системи є пропорційно-інтегральний регулятор, роль якого полягає в керуванні режимами роботи двигуна-генератора.

ПІ-регулятор замкнений на тиск у впускному колекторі, оскільки він є основною величиною, що визначає ефективність турбонаддуву в рамках поставленої задачі.

На вхід регулятора надходить різниця еталонного тиску, заданого в початкових умовах моделі, та поточного тиску:

$$e(t) = p_{ref} - p_{c,out}(t) \quad (15)$$

вихідний сигнал регулятора описується рівнянням

$$u(t) = K_p e(t) + K_i \int e(t) dt \quad (16)$$

$$u(t) \in [-\tau_{e,max}, \tau_{e,max}]$$

Відповідно, якщо $u > 0$, тиск у впускному колекторі нижчий необхідного значення, електричний

двигун працює в режимі двигуна і асистує турбіну, забезпечуючи обертання компресора. В цьому режимі двигун споживає електричну енергію, що описується рівнянням (17)

$$P_e = \tau_{e,assist} \frac{\omega}{\eta_e} \quad (17)$$

але в реальних умовах крутний момент обмежений, максимальною електричною потужністю електричного двигуна

Об'єкт регулювання в даному випадку є другого порядку, оскільки регулятор визначає момент на валу двигуна, що в свою чергу змінює частоту обертання валу компресора, який створює тиск у колекторі. ПІ-регулятора в даному випадку достатньо, оскільки об'єм впускного колектора слугує демпфером у таких системах і тому система не потребує додаткової диференційної складової.

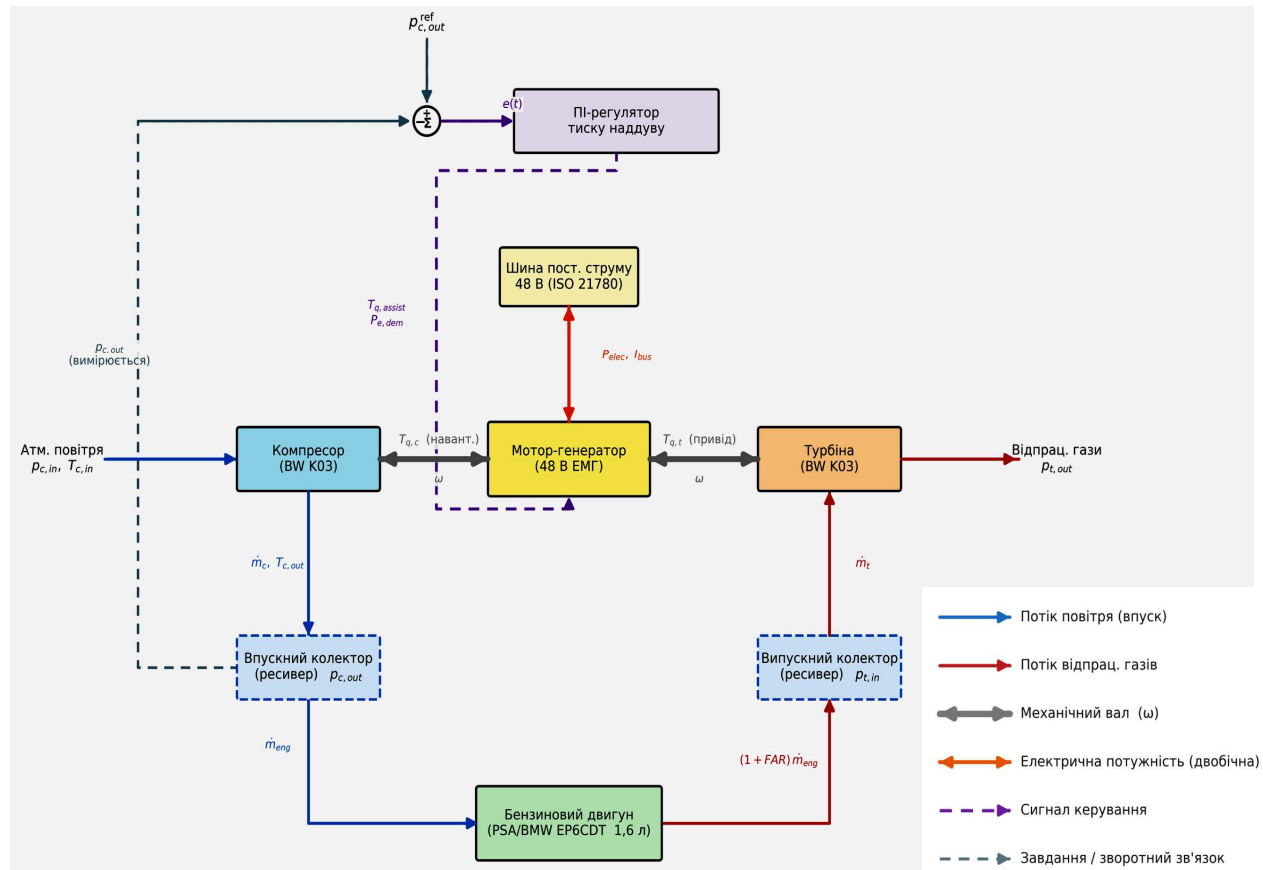


Рисунок 1– Загальна модель енергоефективного турбокомпресора-генератора

Коефіцієнти K_p та K_i підбираються експериментальним шляхом під конкретні параметри електричного двигуна та турбокомпресора, щоб забезпечити оптимальний час відгуку та запобігти осциляції тиску у впускному колекторі.

Повна реалізація системи доступна у відкритому доступі на GitHub [13].

Обмеження імітаційної моделі. Дана імітаційна модель має кілька недоліків, що потребують

покращення в майбутніх її версіях, до них належать:

- різка зміна стану дросельної заслінки, без імітації поступового її переходу між станами за час Δt ;
- робота турбіни з заданою наперед температурою випускних газів, без її зміни відповідно до поточного навантаження двигуна;
- не враховано вплив турбокомпресора на

газодинаміку двигуна, на якому він встановлений.

Всі зазначені недоліки мають бути виправлені для більш точного відображення реальних фізичних процесів в енергоефективному турбокомпресорі-генераторі, проте ці недоліки не є такими, що роблять неможливим використання моделі у поточному стані, та дозволяють проводити наближені моделювання, для оцінки параметрів таких систем.

Вхідні параметри симуляції. Для дослідження системи при різних режимах роботи двигуна, до системи, зображеної на рис. 1, додано додатковий параметр, що описує поточний рівень відкривання дросельної заслінки $k_{throttle}$. Цей параметр є допоміжний в розрахунку необхідної масової витрати повітря ДВЗ у конкретний момент часу:

$$\dot{m} = k_{throttle} K_{base} p_{c,out}, \quad (18)$$

де K_{base} – відображає об'ємний ККД двигуна та прохідний переріз дросельної заслінки у встановленому режимі. Його значення визначається з умови початкової рівноваги системи: при крейсерській швидкості ротора турбокомпресора витрата через компресор повинна точно дорівнювати витраті через двигун при тиску. Це значення розраховується автоматично із вхідних параметрів перед запуском моделі [13]. Такий підхід гарантує, що на початку симуляції система перебуває в рівновазі і всі перехідні процеси виникають виключно від зовнішнього збудження (зміна $k_{throttle}$).

Таблиця 1 – Параметри двигуна EP6CDT

Параметр	Значення	Одиниця
Робочий об'єм	1598	см ³
Ступінь стиснення	10,5 : 1	–
Стехіометричне співвідношення П/П	14,7	–
Коефіцієнт надлишку повітря – крейсерський режим	1,15	–
Коефіцієнт надлишку повітря – повне навантаження	0,92	–
Паливно-повітряне відношення – крейсерський режим	0,059	–
Паливно-повітряне відношення – повне навантаження	0,074	–
Температура газів перед турбіною – крейсерський режим	820	К
Температура газів перед турбіною – повне навантаження	990	К
Теплова інерція випускного колектора	2,5	с
Об'єм випускного колектора	2	л
Об'єм випускного колектора	1	л

Важливо зазначити, що $k_{throttle}$ є лише відносним коефіцієнтом положення дросельної заслінки

відносно заданого початкового стану, а не абсолютною величиною її відкриття.

Для проведення симуляцій був обраний двигун EP6CDT, об'ємом 1.6 л 115 кВт, з турбокомпресором BorgWarner K03.

Параметри всіх елементів системи, використаних в симуляції, представлені в табл. 1–3. Ці є спільними для всіх режимів, досліджених в симуляціях.

Таблиця 2– Параметри турбокомпресора BorgWarner K03

Параметр	Значення	Одиниця
геометрія		
Діаметр вхідної/вихідної кромки колеса компресора	41 / 54	мм
Кількість лопаток компресора (основні + проміжні)	6 + 6	–
Діаметр входу/виходу колеса турбіни	44,9 / 40,2	мм
Відношення A/R корпусу турбіни	0,42	–
динаміка ротора		
Розрахункова частота обертання ротора	175 000	об/хв
Максимально допустима частота обертання	220 000	об/хв
Момент інерції ротора	$2,5 \times 10^{-5}$	кг·м ²
Коефіцієнт тертя	2×10^{-7}	Нм·с/рад
карта компресора		
Максимальний ступінь підвищення тиску	2,6	–
Максимальний ізентропний ККД компресора	0,75	–
Наведена витрата повітря – межа помпажу	0,032	кг/с
Наведена витрата повітря – оптимальна (пік ККД)	0,062	кг/с
Наведена витрата повітря – межа запирання	0,115	кг/с
карта турбіни		
Максимальний ізентропний ККД турбіни	0,72	–

Таблиця 3 – Параметри електродвигуна-генератора

Параметр	Значення	Одиниця
Електрична машина		
Напруга шини постійного струму	48	В
Максимальний тривалий струм	200	А
Електромеханічний ККД	0,92	–
Максимальний момент на валу	0,35	Нм
Максимальна потужність	≈ 8,8	кВт
ПІ-регулятор тиску наддуву		
Пропорційний коефіцієнт	$1,2 \times 10^{-5}$	Нм/Па
Інтегральний коефіцієнт	$2,0 \times 10^{-6}$	Нм/(Па·с)
Обмеження виходу (анти-windup)	[-0,35; +0,35]	Нм
Еталонний тиску наддуву (крейсерський режим)	145	кПа

У цій роботі для моделювання турбокомпре-

соро застосовується середньозначна (mean-value) модель, яка є загальноприйнятим підходом у системній динаміці ДВЗ [8–10]. Компресорна характеристика апроксимована за опублікованими картами BorgWarner K03, тоді як для турбінної сторони повна карта виробником не публікується у відкритому доступі – що типово для серійних автомобільних турбокомпресорів.

Симуляція генерації в режимі круїзу. Першим режимом для перевірки з допомогою імітаційної моделі є режим пересування у крейсерському режимі. У початкових умовах, без двигуна генератора, при заданих початкових умовах, система знаходиться в режимі рівноваги, тиск у впускному і випускному колекторах стабільні (рис. 2–6, пунктирна лінія графіків).

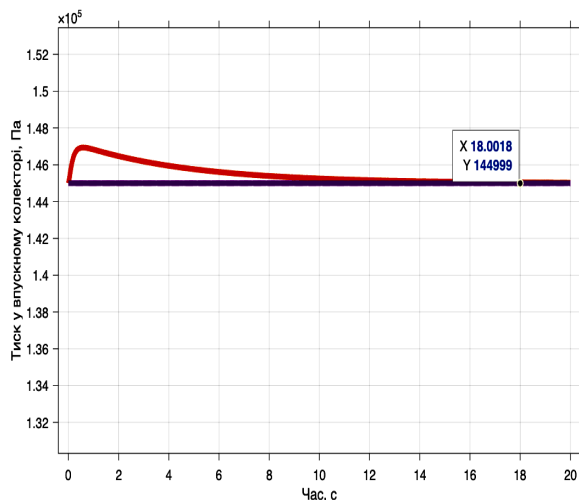


Рисунок 2 – Тиск у впускному колекторі

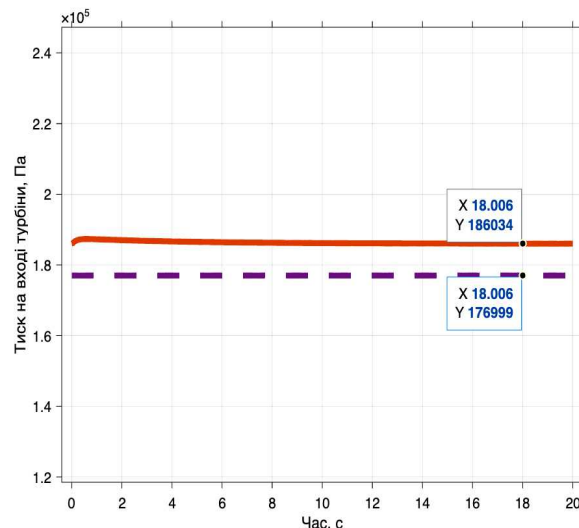


Рисунок 3 – Тиск на вході турбіни

Для отримання енергії в такому режимі необхідно внести зміни до турбіни, щоб забезпечити надлишкову енергію. Це може бути досягнуто кількома способами:

- збільшення температури вихлопних газів на вході турбіни
- збільшення тиску вихлопних газів на вхо-

ді турбіни

- зменшення тиску наддуву на виході компресора.

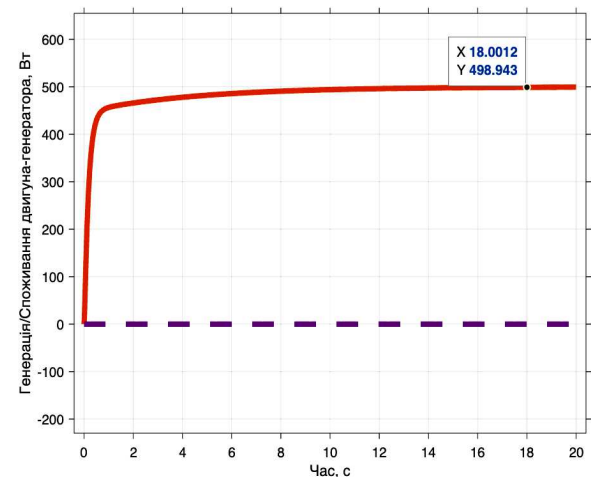


Рисунок 4 – Генерована електроенергія

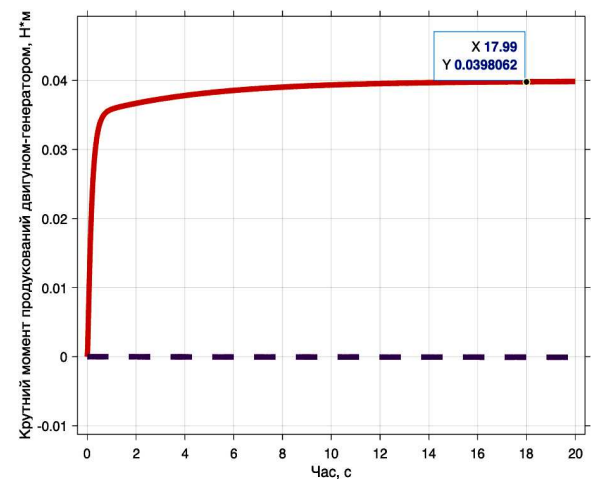


Рисунок 5 – Крутний момент двигуна генератора

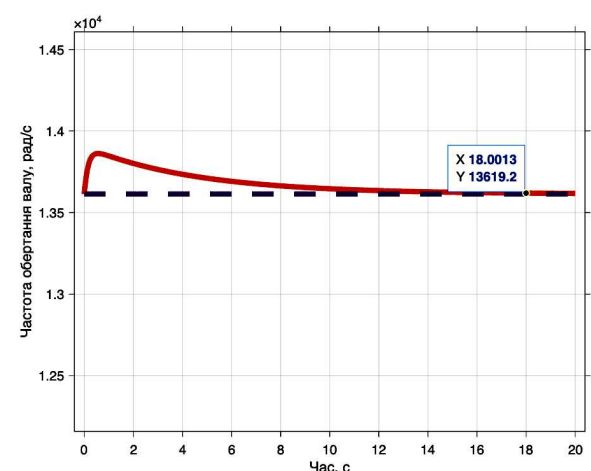


Рисунок 6 – Частота обертання валу турбокомпресора

У наведеній симуляції обрано збільшення тиску на вході турбіни. Цей варіант може бути реалізований в реальному двигуні за рахунок зміни A/R параметрів турбіни. Розроблена імітаційна упускає фактор впливу збільшеного тиску випускних газів

на потужність ДВЗ, цей недолік повинен розглядатись окремо і у рамках повної моделі ДВЗ.

На рис. 2–6 суцільна верхня лінія графіків відображає роботу системи при заданій потужності генерації 500 Вт. Згідно з результатами (див. рис. 2–6), збільшення тиску на вході турбіни з 177 кПа до 186 кПа дозволило забезпечити необхідну генерацію при збереженні решти параметрів на тому ж рівні.

Симуляція режиму компенсації тиску у наддуву при різкому відкритті дросельної заслінки. Іншим важливим режимом роботи системи є компенсація асистування турбіні та компенсація тиску у впускному колекторі в перехідних режимах. Результати наведені на рис. 6–11.

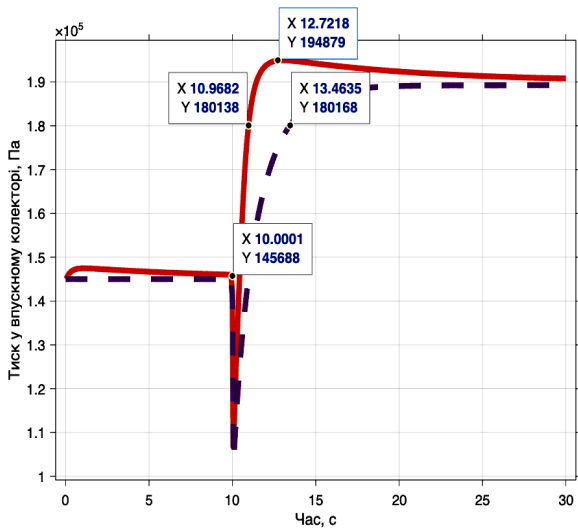


Рисунок 7 – Порівняння тиску у впускному колекторі

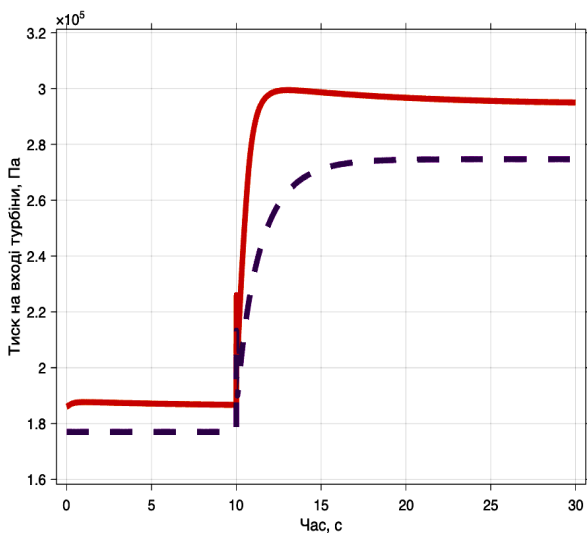


Рисунок 8 – Порівняння тиску на вході турбіни

Одним із таких випадків є різке відкриття дросельної заслінки, що викликає зменшення тиску у впускному колекторі. Оскільки турбіна залежить від тиску та температури випускних газів, то збільшення частоти обертання валу турбокомпресора та відповідне збільшення тиску у

впускному колекторі відбувається поступово. Крім цього, також виростає вимога до тиску у впускному колекторі.

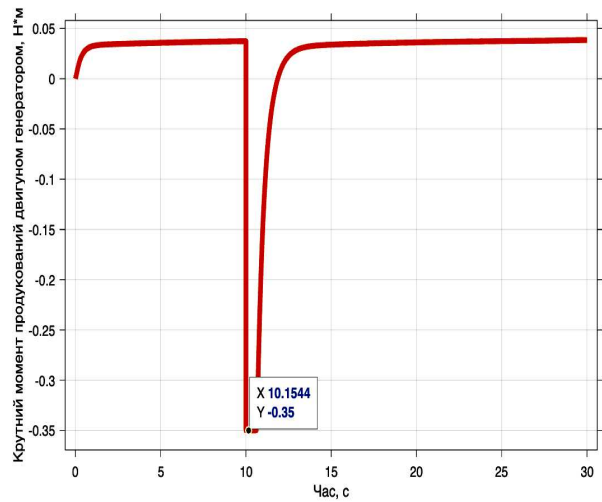


Рисунок 9 – Крутний момент електродвигуна під час асистування

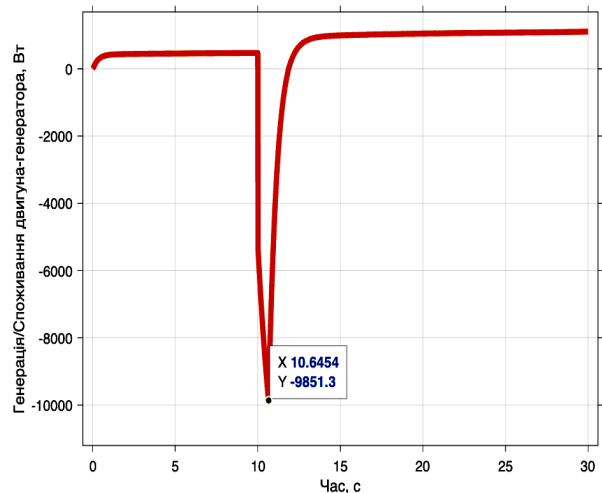


Рисунок 10 – Споживання електричного двигуна під час компенсування тиску наддуву

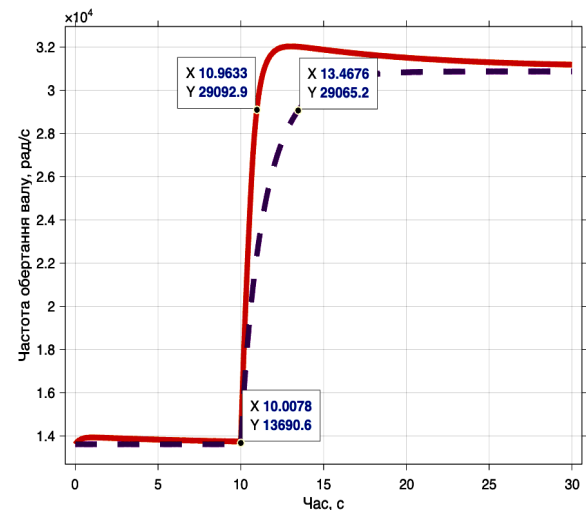


Рисунок 11 – Порівняння частоти обертання валу системи

Електричний двигун може компенсувати перехідний режим та допомогти досягти тиску раніше, оскільки він може генерувати крутний момент майже миттєво та не залежить від поточного режиму роботи ДВЗ.

Для даного тесту ступінь відкриття дросельної заслінки $k_{throttle}$ встановлено на рівні 1.6, а референсний тиск $p_{c,ref}$ піднятий до 190 кПа. Точка відкриття дросельної заслінки встановлено на рівні 10 с симуляції.

Тиск на вході турбіни (рис. 8), при застосуванні двигун-генератора, вищий ніж в випадку класичного турбокомпресора, що передумовою постійної генерації, навіть в режимі круїзу, як і в попередній симуляції.

Як видно з графіку на рис. 7, досліджувана система досягла 95% наближеного до встановленого тиску за 0.97с, на 2.5с раніше класичної системи турбонаддуву в аналогічних умовах.

Також варто відзначити, що після відновлення тиску система повернулася в режим генерації енергії, так само як і у режимі круїзу.

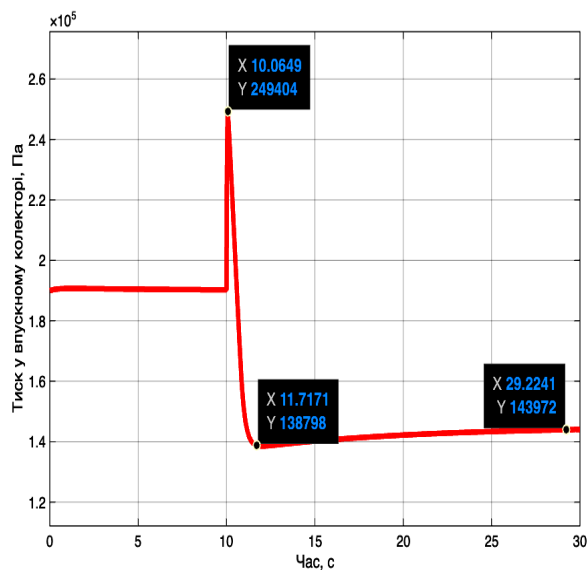


Рисунок 12 – Графік зміни тиску у впускному колекторі

Симуляція роботи в режимі різкого закриття дросельної заслінки. Окрім генерації в режимі круїзу, дана система має перспективу короточасної генерації при різкому закритті дросельної заслінки, використовуючи короточасний надлишковий тиск на вході турбіни. В такому випадку генератор дозволяє підвищити ефективність системи, перетворивши енергію вихлопних газів в електричну енергію, замість скидання надлишкового тиску в атмосферу чи теплову енергію. Результати наведені на рис. 12-16.

Початкові умови в цій симуляції відповідають даним з попереднього розділу, а в момент змен-

шення крутного моменту має від'ємне значення (рис. 9). Це зумовлено особливістю побудови моделі, що впливає з рівняння балансу крутних моментів (1), де від'ємні значення крутного моменту, а відповідно і генерації, є позитивним вкладом в систему, а додатні – навпаки, споживанням енергії системи.

Для даної симуляції максимальний крутний момент двигуна-генератора було обмежено на рівні 0.35 Н·м (рис. 9). В такому режимі пікове споживання двигуна становило 1000Вт (рис. 10).

Тиск на вході турбіни (рис. 8), при застосуванні двигун-генератора, вищий ніж у випадку класичного турбокомпресора, що передумовою постійної генерації, навіть в режимі круїзу, як і в попередній симуляції.

На графіках рис. 7–11 можна спостерігати різних характер перехідних процесів в класичній системі та з електричним двигуном. Електродвигун створює невелику осциляцію перед стабілізацією нового тиску та частоти обертання ротора (див. рис. 11). Параметри цього перехідного процесу можуть бути оптимізовані з допомогою коефіцієнтів K_p та K_i з рівняння (16).

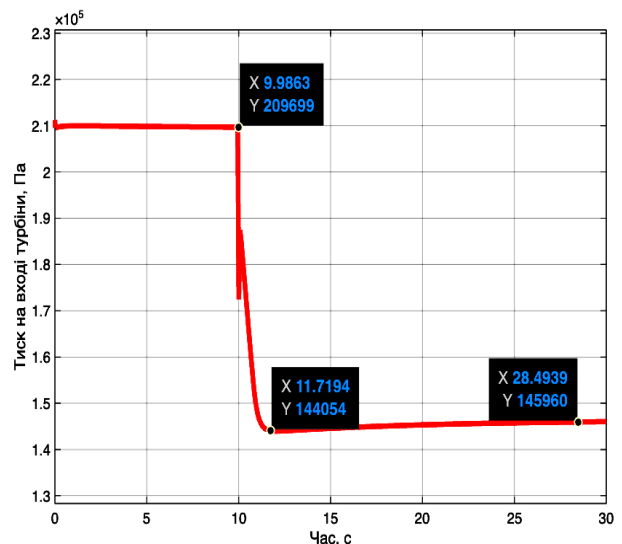


Рисунок 13 – Графік зміни тиску на вході турбіни

шення відкриття дросельної заслінки $t = 10$ с параметри повертаються до значень в режимі круїзу.

З графіків тиску у впускному колекторі (рис. 12), тиску на вході турбіни (рис. 13), частоти обертання ротора (рис. 16) та видно, що їх значення перейшли до нових встановлених значень за 1.7 с та співпадають з графіком генерації з рис. 15.

Як і в попередній симуляції, максимальний крутний момент генератора обмежено 0.35 Н·м (рис. 14). Пікова генерація в даному процесі становила 6755 Вт (рис. 15), та попри невелику тривалість процесу це демонструє потенційну перспективу і можливість отримати енергію в таких перехідних режимах.

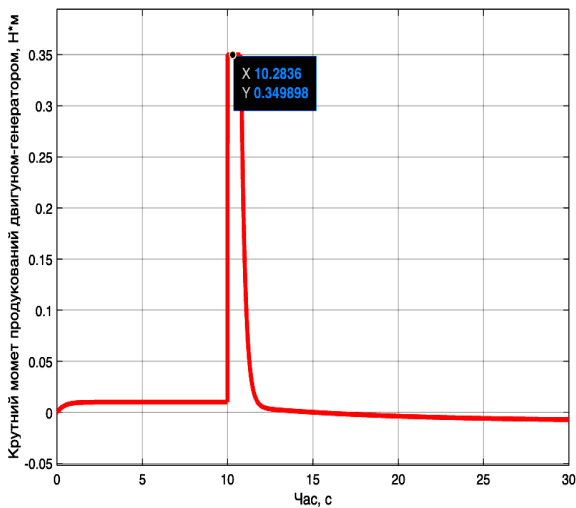


Рисунок 14 – Графік крутного моменту двигуна-генератора

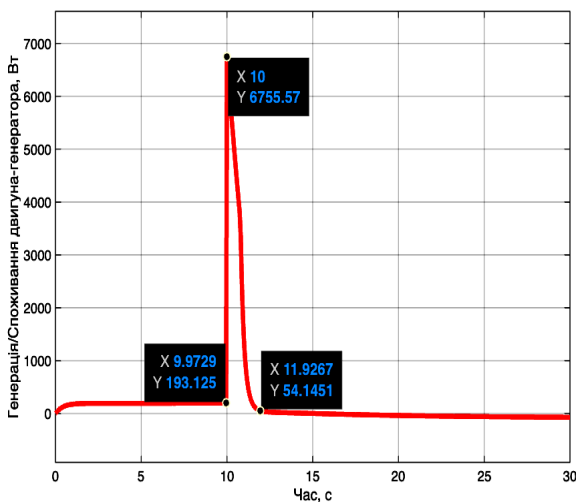


Рисунок 15 – Графік генерації двигуна-генератора

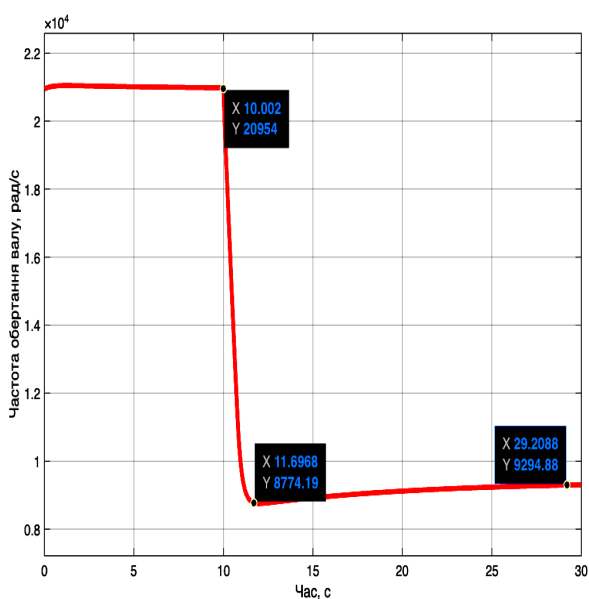


Рисунок 16 – Графік зміни частоти обертання валу турбокомпресора

Висновки. Розроблена імітаційна модель енергоефективного турбокомпресора-генератора в середовищі MATLAB та Simulink відтворює основні фізичні процеси системи, такі як баланс крутних моментів на валу, динаміку тиску в колекторах та роботу ПІ-регулятора, та може бути використана для порівняльного аналізу режимів роботи такої системи.

Симуляції підтвердили функціональність системи в трьох основних режимах роботи: стабільну генерацію в крейсерському режимі, прискорення наростання тиску наддуву при різкому відриванні дросельної заслінки та можливість короткочасної рекуперації при її різкому закритті. Причому система демонструє стабільність після завершення перехідних процесів.

Ідентифіковано обмеження поточної версії моделі, зокрема відсутність динаміки дросельної заслінки, постійна температура вихлопних газів та відсутність зворотного впливу на газодинаміку двигуна. Ці спрощення не виключають практичну застосовність моделі, однак мають бути усунуті в майбутніх версіях для підвищення точності результатів.

Отримані результати підтверджують потенціал інтеграції гібридних електричних машин у систему турбонаддуву автомобільного двигуна з метою покращення його паливних та динамічних характеристик, що обґрунтовує доцільність досліджень у даному напрямку.

Список літератури

1. Heiduk T., Weiß U., Fröhlich A., Helbig J. (2016). *The New V8 TDI Engine from Audi Part 1: Engine Architecture and Turbocharging Concept with Electric Powered Compressor – MTZ worldwide*, doi: 10.1007/s38313-016-0041-2
2. Boretti A. (2017). F1 style MGU-H applied to the turbocharger of a gasoline hybrid electric passenger car. *Nonlinear Engineering*. Vol. 6, No. 4. DOI: 10.1515/nleng-2016-0069
3. Лал А.Г., Шелестов М.С. Аналіз існуючих систем наддуву та перспективи застосування електричного приводу у агрегатах наддуву. *Internal Combustion Engines* (журнал НТУ «ХПІ»). 2022. No. 1. P. 21–26. doi: 10.20998/0419-8719.2022.1.03
4. Lee, W., Schubert, E., Li, Y., Li, S., Bobba, D., Sarioglu, B. (2017). Overview of Electric Turbocharger and Supercharger for Downsized Internal Combustion Engines, *IEEE Transactions on Transportation Electrification*, Vol. 3, No. 1, pp. 36–47, DOI: 10.1109/TTE.2016.2620172
5. Cuturi, N., Sciubba, E., (2021). Design of a Tandem Compressor for the Electrically-Driven Turbocharger of a Hybrid City Car, *Energies*, Vol. 14, No. 10, 2890, DOI: 10.3390/en14102890
6. Jain, A., Nüesch, T., Naegele, C., Lassus, P.M., Onder, C.H. (2016). Modeling and Control of a Hybrid Electric Vehicle With an Electrically Assisted Turbocharger, *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, Vol. 65, No. 6, pp. 4344–4358, DOI: 10.1109/TVT.2016.2533585
7. Breitbach, H., Metz, D., Weiske, S. et al. (2015). Application and Design of the Electrically Driven Compressor from BorgWarner. *MTZ Worldw* 76, 16–21 <https://doi.org/10.1007/s38313-015-0042-6>

8. Eriksson L., Nielsen L. (2014). *Modeling and Control of Engines and Drivelines*. Chichester : John Wiley & Sons, 560 c. doi: 10.1002/9781118536186
9. Watson N., Janota M. S. *Turbocharging the Internal Combustion Engine*. London : Macmillan Press, 1982. doi: 10.1007/978-1-349-04024-7
10. Numerical and experimental analysis of automotive turbocharger compressor aerodynamic performance – *Int. J. Heat Fluid Flow*, 2016. doi: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2016.04.003
11. Galindo J. et al. (2010). Compressor surge enhancement strategies in automotive turbochargers. *Experimental Thermal and Fluid Science*. Vol. 34. P. 1558–1567. DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2010.07.010
12. Вороненко С. В., Субботін О. В., Лебеденко Ю. О., Рудакова Г. В. Моделювання суднової комплексної електроенергетичної турбокомпресорної установки в перехідних режимах. *Прикладні питання математичного моделювання* (ХНТУ, Херсон). 2019. doi: 10.32782/2618-0340/2019.2-2.1
13. Stefanyshyn V. (2026). Energy-efficient turbocharger-generator model: Model v1.0 [Software]. Zenodo. DOI: 10.5281/zenodo.19598914.

References (transliterated)

1. Heiduk T., Weiß U., Fröhlich A., Helbig J. (2016). *The New V8 TDI Engine from Audi Part 1: Engine Architecture and Turbocharging Concept with Electric Powered Compressor – MTZ worldwide*, doi: 10.1007/s38313-016-0041-2
2. Boretti A. (2017). F1 style MGU-H applied to the turbocharger of a gasoline hybrid electric passenger car. *Nonlinear Engineering*. Vol. 6, no. 4. DOI: 10.1515/nleng-2016-0069
3. Лал А.Г., Шелестов М.С. Аналіз існуючих систем наддуву та перспективи застосування електричного приводу у агрегатах наддуву. *Internal Combustion Engines* (журнал НТУ «ХП»). 2022. No. 1. P. 21–26. doi: 10.20998/0419-8719.2022.1.03
4. Lee, W., Schubert, E., Li, Y., Li, S., Bobba, D., Sarioglu, B. (2017). Overview of Electric Turbocharger and Supercharger for Downsized Internal Combustion Engines, *IEEE Transactions on Transportation Electri-*
fication, Vol. 3, no. 1, pp. 36–47, DOI: 10.1109/TTE.2016.2620172
5. Cuturi, N., Sciubba, E., (2021). Design of a Tandem Compressor for the Electrically-Driven Turbocharger of a Hybrid City Car, *Energies*, Vol. 14, no. 10, 2890, DOI: 10.3390/en14102890
6. Jain, A., Nüesch, T., Naegele, C., Lassus, P.M., Onder, C.H. (2016). Modeling and Control of a Hybrid Electric Vehicle With an Electrically Assisted Turbocharger, *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, Vol. 65, no. 6, pp. 4344–4358, DOI: 10.1109/TVT.2016.2533585
7. Breitbach, H., Metz, D., Weiske, S. et al. (2015). Application and Design of the Electrically Driven Compressor from BorgWarner. *MTZ Worldw* 76, 16–21 <https://doi.org/10.1007/s38313-015-0042-6>
8. Eriksson L., Nielsen L. (2014). *Modeling and Control of Engines and Drivelines*. Chichester : John Wiley & Sons, 560 c. doi: 10.1002/9781118536186
9. Watson N., Janota M. S. *Turbocharging the Internal Combustion Engine*. London : Macmillan Press, 1982. doi: 10.1007/978-1-349-04024-7
10. Numerical and experimental analysis of automotive turbocharger compressor aerodynamic performance – *Int. J. Heat Fluid Flow*, 2016. doi: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2016.04.003
11. Galindo J. et al. (2010). Compressor surge enhancement strategies in automotive turbochargers. *Experimental Thermal and Fluid Science*. Vol. 34. P. 1558–1567. DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2010.07.010
12. Voronenko S., Subbotin O., Lebedenko U., Rudakova H. (2019). Modeling of a ship's complex electric power turbocompressor installation in transient regimes. *Applied issues of mathematical modeling* (KhNTU, Kherson). no. 1, pp. 13-37 doi: 10.32782/2618-0340/2019.2-2.1
13. Stefanyshyn V. (2026). Energy-efficient turbocharger-generator model: Model v1.0 [Software]. Zenodo. DOI: 10.5281/zenodo.19598914.

Надійшла (received) 30.04.2026

Стаття прийнята до друку 20.05.2026

Опублікована 29.05.2026

Відомості про авторів / About authors

Стефанишин Володимир Богданович / Stefanyshyn Volodymyr – аспірант, Національний університет «Львівська Політехніка»; м. Львів, Україна; тел.: (067) 282-86-78; ORCID: <https://orcid.org/0009-0000-3184-1871>; e-mail: volodymyr.b.stefanyshyn@lpnu.ua

С. В. СТРИМОВСЬКИЙ

ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОЇ РОБОТИ АГРЕГАТІВ ТА ВУЗЛІВ ТРАНСМІСІЇ НА КОЛІСНИХ БРОНЕТРАНСПОРТЕРАХ СЕРІЇ БТР-4

У статті досліджуються причини виходу з ладу агрегатів та вузлів трансмісії колісних бронетранспортерів серії БТР-4, зокрема міжосьових та міжколісних диференціалів, у процесі експлуатації. Розглянуто джерела виникнення статичних та динамічних навантажень у агрегатах та вузлах гідромеханічної трансмісії чотиривісної колісної машини. На основі досвіду експлуатації бронетранспортерів БТР-4Е виявлено найбільш уразливі агрегати та вузли трансмісії. Проведено кінематичний та силовий аналіз трансмісії багатовісної колісної машини в умовах заблокованих диференціалів. Обґрунтовано причини виникнення шкідливої циркулюючої потужності та механічного і термічного руйнування шестерень у міжосьових диференціалах конічного типу з примусовим блокуванням. Проведено аналіз математичного опису моментів і потужностей опору руху, шкідливої циркуляції та теплового перегріву деталей у міжосьових диференціалах. Виявлено недоліки конструкції класичної конічної шестеренної передачі. Обґрунтовано критичну швидкість руху бронетранспортера із заблокованими міжосьовими диференціалами конічного типу із примусовим блокуванням. Запропоновано шляхи підвищення надійної роботи прохідних мостів та коробки роздавальної у гідромеханічній трансмісії колісного бронетранспортера, що включають застосування автоматичної системи разблокування міжосьових диференціалів або розроблення нової конструкції міжосьового диференціалу на основі черв'ячного диференціалу Torsen або активного диференціалу з керованими фрикційними муфтами.

Ключові слова: бронетранспортер БТР-4, трансмісія, міжосьовий диференціал, міжколісний диференціал, циркулююча потужність, надійність, блокування диференціалу

S. STRIMOVSKIY

WAYS TO IMPROVE THE RELIABILITY OF TRANSMISSION UNITS AND ASSEMBLIES IN BTR-4 SERIES WHEELED ARMORED PERSONNEL CARRIERS

This paper investigates the causes of failures in transmission units and assemblies of BTR-4 series wheeled armored personnel carriers, with particular emphasis on inter-axle and inter-wheel differentials during operation. The sources of static and dynamic loads acting on the units and assemblies of a hydromechanical transmission in a four-axle wheeled vehicle are examined. Based on operational experience with the BTR-4E armored personnel carriers, the most vulnerable transmission units and assemblies have been identified. A kinematic and force analysis of the transmission of a multi-axle wheeled vehicle under conditions of locked differentials is carried out. The causes of harmful circulating power and the mechanical and thermal failure of gears in bevel-type inter-axle differentials with forced locking are substantiated. A mathematical analysis of torque and power associated with motion resistance, harmful circulation, and thermal overheating of components in inter-axle differentials is presented. Design shortcomings of the classical bevel gear transmission are identified. The critical vehicle speed for operation with locked bevel-type inter-axle differentials with forced locking is determined. Methods for improving the reliability of drive axles and the transfer case in the hydromechanical transmission of a wheeled armored personnel carrier are proposed. These include the implementation of an automatic inter-axle differential unlocking system or the development of a new inter-axle differential design based on a Torsen-type worm differential or an active differential with controlled friction clutches.

Keywords: BTR-4 armored personnel carrier, transmission, inter-axle differential, inter-wheel differential, circulating power, reliability, differential locking

Вступ. Тенденції розвитку бронетранспортерів з колісною формулою 8x8 характеризуються збільшенням їх бойової маси через підвищення рівня захищеності та бойової могутності цього виду бойових машин. При цьому повинні зберігатись показники рухливості та прохідності, які визначаються характеристиками двигуна та трансмісії. Тому в умовах бойового застосування та інтенсивної експлуатації особливе значення набуває надійність роботи агрегатів та вузлів трансмісії колісного бронетранспортера, на яку впливають величини і види навантажень, що виникають внаслідок передачі потужності від двигуна до ведучих коліс.

Джерелами виникнення навантажень у вузлах трансмісії транспортної машини, з одного боку, є робота двигуна внутрішнього згоряння на різних режимах, а з іншого боку, – це опір руху машини на різних видах доріг. Також помилки механіка-водія у керуванні колісним бронетранспортером можуть визвати шкідливі навантаження, які

призводять до виходу з ладу агрегатів та вузлів трансмісії.

Досвід експлуатації бронетранспортерів серії БТР-4 виявив низку проблем, пов'язаних із руйнуванням деталей диференціалів під час руху із примусово заблокованими міжосьовими диференціалами. Тому науково-технічні питання, пов'язані з підвищенням надійної роботи агрегатів та вузлів трансмісії, залишається актуальним і своєчасним.

Аналіз останніх досягнень та публікацій. Характеристики надійної роботи агрегатів та вузлів трансмісії на транспортних машинах закладаються на етапі розроблення їх нової конструкції, реалізуються у виробництві відповідно до технологічних процесів виготовлення, перевіряються випробуваннями та підтримуються у експлуатації відповідно до правил, які наведені у настановах з експлуатування виробів, подібно до всіх інших

© С. В. Стрیمовський, 2026

технічних систем [1].

Тому багато наукових статей присвячені питанням надійності нових конструкцій на етапі їх розроблення. У цих публікаціях висвітлені питання визначення імовірності безвідмовної роботи елементів трансмісій військових колісних машин за допомогою методу узагальненої декомпозиції [2], вирівнювання ресурсу агрегатів трансмісії багатівісної колісної машини шляхом введення статичного дисбалансу розподілу ваги машини між мостами [3], визначенню навантажень у приведеному валі трансмісії повнопривідної транспортної машини при кінематичному неузгодженні у трансмісії із блокованим приводом [4], моделюванню режимів роботи окремих агрегатів та вузлів трансмісії транспортних машин [5, 6] тощо.

Також є підручники, посібники та монографії, у яких викладений опис конструкції всіх елементів трансмісії, їх фізичних принципів роботи з наведенням математичних розрахунків [7–9].

Є низка робіт, у яких відображаються результати випробувань та експериментальних досліджень агрегатів і вузлів трансмісії повнопривідних колісних машин. Наприклад, представлені результати експериментального визначення моменту блокування дворядного кулачкового міжколісного диференціалу під час повного вивішування одного з коліс [10], експериментальні дослідження динамічних процесів експлуатаційних навантажень елементів трансмісії транспортної машини [11], вимірювання навантажень у трансмісії двовісної повнопривідної колісної машини при зблокованих диференціалах [12] та інші.

Крім того, досліджені експлуатаційні властивості транспортних колісних машин [13]. Але експлуатація бронетранспортерів БТР-4Е виявила найбільш уразливі агрегати та вузли трансмісії, для підвищення надійної роботи яких необхідно дослідити навантаження, що виникають у трансмісії під час руху.

Мета та постановка задачі – проведення аналізу навантажень, що виникають у трансмісії колісного бронетранспортера БТР-4Е, виявлення причин відмов та розробка рекомендацій щодо підвищення надійної роботи агрегатів і вузлів трансмісії.

Основна частина. Розглянемо конструкцію трансмісії на бронетранспортерах серії БТР-4. Ці бойові машини являють собою чотиривісні, повнопривідні, колісні машини, на яких застосовується гідромеханічна трансмісія з системою автоматичного керування [14].

Схема трансмісії бронетранспортера БТР-4Е зображена на рис.1.

Основними агрегатами автоматизованої гідромеханічної трансмісії є автоматична коробка перемикачів передач (АКП) з гідротрансформатором, коробка роздавальна (КР), два прохідних мости з головною передачею і міжосьовим та колісним диференціалами, два непрохідних мости з головною передачею і колісним диференціалом.

Між собою та колісними редукторами агрегати трансмісії поєднуються карданними валами.

Визначимо агрегати та вузли трансмісії, які частіше за всього виходять з ладу при експлуатації.

Результати гарантійної експлуатації виробів БТР-4Е та машин на їх базі у 2014–2016 роках показали, що частіше за всього руйнувались деталі у дизельному двигуні ЗТД-3А виробництва ДП «Завод імені Малишева» та АКП, колісних редукторах розробки ДП «ХКБМ», а також у карданних передачах [15]. Тому для підвищення надійності роботи виробів БТР-4Е та машин на їх базі було прийняте рішення у першу чергу замінити дизельний двигун ЗТД-3А з ресурсом 500 мотогодин до капітального ремонту на дизельний двигун DEUTZ BF6M 1015CP з ресурсом 15 тисяч мотогодин до капітального ремонту та з метою отримання гарантії постачальника замінити АКП розробки ДП «ХКБМ» на АКП Allison 4500 SP.

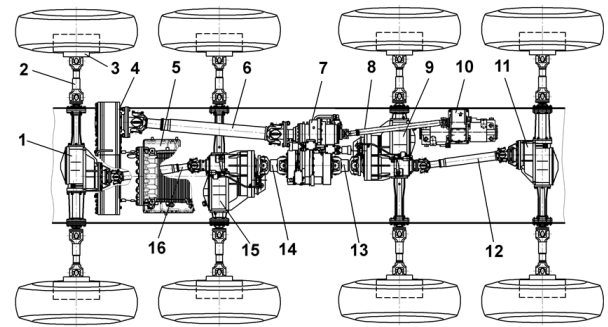


Рисунок 1 – Схема трансмісії бронетранспортера БТР-4Е з колісною формулою 8x8:

- 1 – перший міст; 2 – вал карданний приводу колісного редуктора; 3 – редуктор колісний; 4 – редуктор;
- 5 – коробка передач; 6 – вал карданний проміжний;
- 7 – коробка роздавальна; 8 – вал карданний приводу редуктора насосів водохідного рушія; 9 – третій міст;
- 10 – редуктор насосів водохідного рушія;
- 11 – четвертий міст; 12 – вал карданний приводу четвертого мосту; 13 – вал карданний приводу третього мосту; 14 – вал карданний приводу другого мосту;
- 15 – другий міст; 16 – вал карданний приводу першого мосту

Узгоджена робота АКП Allison 4500 SP із двигуном DEUTZ BF6M 1015CP дозволила забезпечити плавне без поштовхів перемикачів передач, що в свою чергу знизило ударні навантаження в трансмісії з боку роботи дизельного двигуна та знизило кількість відмов елементів трансмісії [5, 16]. Також була посилена конструкція колісних редукторів та карданних передач. Зазначені заходи дозволили зменшити у 6,3 рази кількість відмов по двигуну, АКП, колісним редукторам та карданним передачам, але при цьому маса виробу БТР-4Е збільшилась з 20,5 до 21,9 тон [17].

У період 2018–2025 років проводилось подальше вдосконалення конструкції виробу БТР-4Е в частині встановлення допоміжного енергоагрегату, автономного опалювача,

посилення зварних швів корпусу, введення пасивного захисту від БПЛА, забезпечення встановлення засобів РЕБ, введення у конструкцію коліс з системою RunFlat та інше. Це призвело до подальшого збільшення маси виробу БТР-4Е до 25 тон, внаслідок чого почастишали випадки руйнування деталей диференціалів у мостах та роздавальній коробці, особливо під час руху бронетранспортера при заблокованому їх стані.

Для усунення цієї проблеми було виконано посилення конструкції деталей диференціалів, однак це суттєво не зменшило випадки їх руйнування. Тому стояла актуальна науково-

технічна задача проведення аналізу конструкції роздавальної коробки та мостів, а також величин навантажень, які виникають при русі виробу БТР-4Е у режимі заблокованого стану диференціалів, з метою підвищення надійності їх роботи.

З метою визначення причин виходу з ладу диференціалів у трансмісії виробу БТР-4Е проведемо дослідження конструкції коробки роздавальної, прохідного і непрохідного мостів та аналіз їх роботи у режимі заблокованого стану міжколісного і міжосьового диференціалів.

Розглянемо кінематичні схеми побудови роздавальної коробки, прохідного і непрохідного мостів на рис. 2.

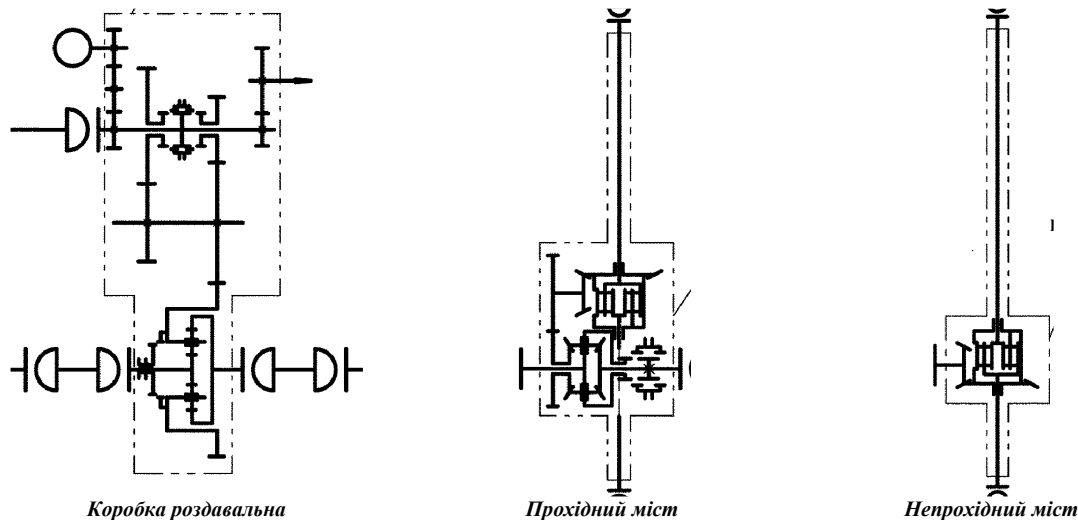


Рисунок 2 – Кінематичні схеми агрегатів та вузлів трансмісії бронетранспортера БТР-4Е

Найпростішу конструкцію має непрохідний міст. У нього разом з головною передачею встановлено міжколісний диференціал підвищеного тертя, що самоблокується. Він створений на базі дворядного кулачкового радіального диференціалу. Результати експериментального дослідження його роботи наведені у статті [10]. У них зазначається, що сила тяги непрохідного моста з міжколісним диференціалом при повному вивішуванні одного з коліс суттєво залежить від частоти обертання колеса, яке буксує, та сягає максимального значення при русі бронетранспортера зі швидкістю 11 м/с (39,6 км/год.). Подальше перевищення цієї швидкості призведе до заклинювання диференціалу й руйнування його деталей.

Прохідний міст та коробка роздавальна мають більш складні конструкції, оскільки у них у першому випадку до вузлів головної передачі та міжколісного диференціалу, а у другому випадку – до двоступеневої коробки передач доповнюється вузол міжосьового диференціалу. Він є конструкцією кінцевого симетричного диференціалу із примусовим блокуванням за допомогою кулачкової муфти [7]. Застосування спрощеної конструкції міжосьового диференціалу із примусовим блокуванням у порівнянні з міжколісним диференціалом, що самоблокується,

пов'язано з необхідністю зменшення розмірів та маси прохідного мосту і коробки роздавальної. Але при цьому у випадках невірної керування бронетранспортером: виконання руху на дорогах з твердим покриттям при заблокованих міжосьових диференціалах у прохідних мостах та коробці роздавальній у першу чергу руйнуються шестерні та підшипники міжосьових диференціалів [18].

Блокування міжосьових диференціалів використовують для підвищення прохідності машини у складних дорожніх умовах (бруд, пісок, сніг, лід) та на бездоріжжі. Воно змушує всі ведучі мости обертатися з однаковою швидкістю, незалежно від того, чи мають окремі колеса на осі зчеплення із ґрунтом. Однак у такому режимі роботи трансмісії чотирирівнісного бронетранспортера виникають надмірні навантаження у міжосьових диференціалах, які викликані циркуляцією шкідливої потужності через те, що колеса на кожній осі мають проходити різні шляхи [13].

Наприклад, при маневруванні та поворотах кожна вісь описує дугу різного радіусу. Заблокований вузол чинить опір цій різниці. Також невелика різниця в зовнішньому діаметрі коліс на різних осях, яка може бути викликана різним тиском у колесах або їх зносом, змушує колеса проковзувати, щоб компенсувати різницю шляху, а заблокований вузол чинить цьому опір.

Або різне зчеплення коліс на осях: одна вісь машини знаходиться на льоду, а інша – на бетоні. Всі ці умови підвищують величину шкідливої потужності циркуляції [12].

Проведемо аналіз навантажень, які виникають у трансмісії виробу БТР-4Е при його русі зі заблокованими міжосьовими диференціалами.

Сумарний крутний момент у трансмісії машини M_{mp} дорівнює сумі моменту опору руху $M_{опор}$ та моменту циркуляції $M_{ц}$ [9]

$$M_{mp} = M_{опор} + M_{ц} \quad (1)$$

$M_{опор}$ є корисним та призначений для подолання опору руху. $M_{ц}$ є шкідливим та виникає у випадку додання опору для встановлення різниці кінематичних швидкостей (радіусів) обертання осей, а також пари коліс на одній осі при заблокованих міжосьовому та міжколісному диференціалах. Тобто фізично виникає різниця шляхів, які має пройти кожне з восьми коліс окремо, а заблоковані диференціали змушують всі колеса проходити однаковий шлях.

$$M_{опор} = P_{опор} \cdot r_k, \quad (2)$$

де $P_{опор}$ – сила опору руху, Н; r_k – радіус колеса, м

$$P_{опор} = f_0 \cdot G + k_g \cdot F \cdot V_{max}^2, \quad (3)$$

де f_0 – сумарний коефіцієнт опору руху;

G – вага машини, Н;

k_g – коефіцієнт опору повітря, Н·с²/м⁴;

F – площа лобової проекції машини м²;

V_{max} – максимальна швидкість руху, км/год.

$M_{ц}$ у замкнутому контурі між осями при заблокованому міжосьовому диференціалі визначаємо за формулою [19]:

$$M_{ц} = \frac{C_k \cdot C_{u1} \cdot C_{u2}}{C_k \cdot (C_{u1} + C_{u2}) + C_{u1} \cdot C_{u2}} \cdot (r_{k1} - r_{k2}), \quad (4)$$

де C_k – сумарна жорсткість валів трансмісії, які утворюють кінематичний ланцюг між осями;

C_{u1} , C_{u2} – тангенціальна жорсткість шин першої та другої осей;

r_{k1} , r_{k2} – кінематичні радіуси кочення коліс на першій та другій осях.

З формули (2) моменту опору руху видно, що статичні навантаження у агрегатах та вузлах трансмісії зростають прямо пропорційно збільшенню маси машини. Тобто при збільшенні маси БТР-4Е з 20,5 т до 25 т статичне навантаження у вузлах трансмісії зросло у 1,22 рази, що вимагає такого самого посилення деталей.

Сумарне навантаження у трансмісії дорівнює:

$$N_{mp} = N_{опор} + N_{ц}, \quad (5)$$

де N_{mp} – сумарна потужність навантаження у трансмісії,

$$N_{опор} = M_{опор} \cdot \omega_k - \quad (6)$$

потужність опору руху, Вт;

$$N_{ц} = M_{ц} \cdot \Delta\omega - \quad (7)$$

потужність циркуляції, Вт,

де ω_k – кутова швидкість обертання колеса, рад/с;

$\Delta\omega$ – різниця кутових швидкостей обертання між двома осями.

На невеликих швидкостях руху бронетранспортера різниця шляхів усіх його коліс невелика. Тому вона компенсується пружною деформацією шин та $M_{ц}$ має невеликі значення, що видно з формули (4). Але при збільшенні швидкості руху бронетранспортера деформація шин не встигає поглинути різницю швидкостей обертання коліс, особливо при маневруванні та повороті величина цієї різниці значно зростає та не може бути компенсована пружною деформацією шин. У цьому випадку $M_{ц}$ зростає пропорційно збільшенню швидкості руху бронетранспортера та може досягти величини максимального моменту зчеплення

$$M_{зчеп} = G \cdot \cos \alpha \cdot \phi \cdot r_k, \quad (8)$$

де α – кут підйому дороги, град;

ϕ – коефіцієнт зчеплення з ґрунтом, його максимальна величина дорівнює 0,8 для твердого покриття дороги,

до настання умови початку буксування заблокованих коліс, коли сила тяги на колесах буде перевищувати силу тяги по зчепленню [12].

При умові $M_{ц} \approx M_{зчеп}$ навантаження на деталі міжосьових диференціалів зростає у 2-3 рази порівняно з навантаженням при розблокованих міжосьових диференціалах, коли $M_{ц} = 0$ [12].

Крім того, вся шкідлива потужність циркуляції $N_{ц}$ у трансмісії йде на нагрів деталей та оливи у мостах та коробці роздавальній трансмісії.

Кількість тепла, яке йде на нагрів деталей та оливи, розраховується за формулою:

$$Q = N_{ц} \cdot \eta \cdot t, \quad (9)$$

де Q – це кількість теплоти, Дж;

$N_{ц}$ – потужність циркуляції, Вт;

t – коефіцієнт втрат у зчепленні шестерень, який викликаний тертям зубців;

t – час руху машини, с.

З формули (9) видно, що тепло, яке йде на нагрів деталей, залежить від величини потужності циркуляції $N_{ц}$ та тертя зубців шестерень у зоні контактів.

Час до критичного перегріву деталей у вузлах трансмісії розраховується за формулою [19]:

$$t_{крит} = \frac{m \cdot C (T_{крит} - T_{роб})}{N_{ц} \cdot (1 - K_{відв})} \quad (10)$$

де $t_{крит}$ – час до критичного перегріву деталей, с;

m – маса корпусу диференціалу та оливи, кг;

C – питома теплоємність сталі/оливи Дж/кг·°C;

$T_{крит}$ – критична температура 150 °C;

$T_{роб}$ – робоча температура 80 °C;

$\kappa_{відв}$ – коефіцієнт відведення тепла через корпус у повітря.

З формули (10) виходить, що час до критичного перегріву деталей суттєво скорочується при значному збільшенні $N_{ц}$, коли інтенсивність відведення тепла від деталей міжосьових диференціалів через корпус прохідного мосту або коробки роздавальної нижча за темп зростання $N_{ц}$. У цьому випадку спочатку перегрівається олива у зоні контактів зубців, потім виникає локальний перегрів зубців (він вищий за температуру всього корпусу) та далі настає їх термічне руйнування.

Також слід зазначити, що при наїзді бронетранспортера на будь-яку нерівність виникають динамічні удари в трансмісії, які викликані різкими коливаннями реакції дороги. Ці динамічні удари мають як енергетичне джерело кінетичну енергію, тому вони зростають пропорційно квадрату швидкості та їх величина суттєво збільшується на чотирирівних машинах на швидкостях понад 30 км/год. при заблокованих міжосьових диференціалах [20]. Таке саме значення критичної швидкості руху чотирирівної машини у режимі заблокованих міжосьових диференціалів визначено при досягненні граничної величини шкідливої $N_{ц}$ [19].

Окрім фізичних процесів виникнення навантажень у вузлах трансмісії, розглянемо властивості конструкції класичної конічної шестеренної передачі, на основі якої побудовано міжосьовий диференціал. Вона погано працює на високих швидкостях обертання шестерень через особливості своєї конструкції, які призводять до значних механічних і теплових навантажень при збільшенні обертів. У конічних шестернях, на відміну від циліндричних шестерень, відбувається значне ковзання між зубцями. При високих швидкостях це тертя різко збільшується, викликаючи сильний перегрів, швидкий знос та руйнування масляної плівки. Крім того, конічні шестерні створюють великі осьові та радіальні зусилля, які на високих обертах критично навантажують підшипники та призводять до їх швидкого зносу [8].

Тому для забезпечення надійної роботи міжосьових диференціалів конічного типу із примусовим блокуванням у прохідних мостах та коробці роздавальної необхідне застосування системи, яка їх автоматично розблокує після примусового блокування при досягненні критичної швидкості руху. Оскільки блокування міжосьових диференціалів виконується за допомогою пневматичного приводу, то під час перевищення критичного значення 30 км/год. швидкості руху бронетранспортера електронний блок керування повинен вимикати електропневмоклапани блокування. Вмикання електропневмоклапанів блокування повинно виконуватись при зниженні швидкості руху

бронетранспортера менше за 6 км/год. Це забезпечить надійне вмикання блокування міжосьових диференціалів та виключить випадки неповного включення блокування, а також циклічність вмикання-вимикання електропневмоклапанів блокування та виконавчих механізмів.

Випробування руху виробу БТР-4Е при заблокованих міжосьових диференціалах із системою їх автоматичного розблокування продемонстрували надійність роботи цієї системи та підтвердили надійну роботу міжосьових і міжколісних диференціалів під час примусового блокування міжосьових диференціалів [21].

Для підвищення швидкості руху виробу БТР-4Е у режимі заблокованих міжосьових диференціалів необхідно змінювати їх конструкцію. Наприклад, одним із найкращих для швидкісного руху є черв'ячний диференціал Torsen [22]. Це суто механічний диференціал, який миттєво реагує на різницю в моменті між осями. Він забезпечує високу стабільність на великій швидкості та плавно розподіляє тягу, але має більш складну конструкцію порівняно з диференціалами конічного типу.

Також можна розглянути варіант застосування активного диференціалу з електронним керуванням. Він використовує фрикційні муфти, стисканням яких керує електронна система в залежності від швидкості, кута повороту керма та зчеплення з дорогою. Активний диференціал дозволяє динамічно зміцнювати розподіл тяги від 0 до 100%, забезпечуючи максимальну стійкість на високих швидкостях та у поворотах [23]. Його застосовують на сучасних бронетранспортерах Patria та Vohag.

Висновки. На основі проведеного аналізу конструкції коробки роздавальної, прохідного і непрохідного мостів та режиму їх роботи при заблокованих міжосьових і міжколісних диференціалах, а також виникаючих навантажень у трансмісії виробу БТР-4Е можна зробити наступні висновки:

1. Статичні навантаження у агрегатах та вузлах трансмісії зростають прямо пропорційно збільшенню маси машини.

2. Під час руху бронетранспортера при заблокованих міжосьових та міжколісних диференціалах з'являється шкідливий момент циркуляції, потужність якого йде на додаткове навантаження деталей диференціалів, а також нагрів їх та оливи. Це приводить до руйнування шестерень міжосьових диференціалів конічного типу унаслідок руйнівного механічного та термічного впливів.

3. Для підвищення надійності роботи міжосьових диференціалів конічного типу з примусовим блокуванням у заблокованому стані необхідно застосовувати систему автоматичного їх розблокування при перевищенні швидкості руху бронетранспортера значення 30 км/год.

4. Для підвищення швидкості руху виробу БТР-4Е у режимі заблокованих міжосьових диференціалів необхідно розробити їх нову

конструкцію на основі черв'ячного диференціалу Torsen або активного диференціалу з керованими фрикційними муфтами.

Список літератури

- Новіцький А.В., Ружило З.В., Банний О.О. та інш. *Надійність машин та обладнання. Частина 1. Оцінка та забезпечення надійності машин та обладнання.* – К.: НУБіПУ, 2023. 209 с.
- Бондаренко О.В., О.В. Устиненко, Р.В. Протасов, І.С. Ключков, Андрієнко С.В. Узагальнена декомпозиція трансмісій військових колісних машин для визначення ймовірності безвідмовної роботи. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: «Машинознавство та САПР».* 2025. №1. С 11–18. doi: 10.20998/2079-0775.2025.1.02.
- Волощевіч Д.О., Воронцов С.М., Мормило Я.М., Яремченко А.С. Підвищення прохідності колісних машин та вирівнювання ресурсу агрегатів трансмісії шляхом введення статичного дисбалансу розподілу ваги між мостами. *Механіка та машинобудування.* 2015. №1. С. 24–34.
- Потапов Н.Н. Полянский А.С., Молодан А.А. Математическая модель скручивания вала трансмиссии полноприводных тягово-транспортных средств при движении с заблокированным приводом. *Инженерия природокористування.* 2019. № 4 (14). С. 6-11.
- Грищенко В.М. Особливості спектру частот крутильних коливань трансмісій машин. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: «Динаміка і міцність машин».* 2018. №38 (1314). С 8–13. DOI: <https://doi.org/10.20998/2078-9130.2018.38.152475>.
- Keller A.V., Gorelov V.A., Anchukov V.V. Modeling truck driveline dynamic loads at differential locking unit engagement. *Procedia Engineering* 129 (2015), 280 – 287.
- Кубіч В.І. *Трансмісія колісних автомобілів і гусеничних машин: навч. посіб.* Запоріжжя: НУ «Запорізька політехніка», 2022. 408 с.
- Шкарівський Г.В. *Трансмісії мобільних машин: навч. посіб.* К.: ФОП Ямчинський О.В., 2021. 438 с.
- Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин* : монографія / под общ.ред. А.Н. Туренко. Харьков : ХГАДТУ (ХАДИ), 2001. 642 с.
- Мормило Я.М. Экспериментальное определение заблокировочного момента двухрядного кулачкового межколесного дифференциала при полном вывешивании одного из колес. *Механіка та машинобудування.* 2019. № 1. С. 90–96.
- Комов А.Б., П.Б. Комов, И.В. Грицюк, Комов Е.А. Особенности экспериментальных исследований динамических процессов эксплуатационного нагружения элементов трансмиссии транспортного средства. *Збірник наукових праць Донецького інституту залізничного транспорту Української державної академії залізничного транспорту.* Донецьк: ДонІЗТ, 2010. Випуск №23. С. 93–108.
- Потапов М.М., В.М. Третьяк, В.М. Болдовський, Шевелєв Р.С. Зменшення опору руху повнопривідних тягово-транспортних засобів, мінімізацію паразитної потужності в трансмісії. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка (технічні науки),* 2007. Вип. 59. Том 2. С. 243–248.
- Біліченко В.В., Добровольський О.Л., Огневий В.О [та інш.] *Автомобілі. Теорія експлуатаційних властивостей : навч. посіб.* Вінниця : ВНТУ, 2017. 163 с.
- Каторгин А.Н., С.Е. Воронин, А.А. Павлюченко, С.Е. Токар, Сергиенко А.А. БТР-4Е – первый украинский бронетранспортер. *Механіка та машинобудування.* 2012. № 2. С. 99–104.
- Слюсаренко Ю.А., Шигин Я.В. Анализ результатов гарантийной эксплуатации бронетранспортеров БТР-4Е и машин на его базе в 2014–2016 годах. *Механіка та машинобудування.* 2017. № 1. С. 139–144.
- Стримовский С.В. Анализ динамических характеристик транспортной колесной машины специального назначения с автоматизированной гидромеханической трансмиссией и их влияние на ресурс работы гидромеханической коробки передач. *Механіка та машинобудування.* 2014. №1. С 116–122.
- Борисюк М.Д., Рассказов И.И. *Бронетанковая техника Украины и ее создатели.* ООО "ПАБЛИШ ПРО", 2019. 256 с.
- Методичний посібник з дисципліни: «Бронетанкова техніка та водіння».* Центр підготовки офіцерів запасу. Тернопільський державний економічний університет. Тернопіль, 2006. 239 с.
- Динаміка колеса автомобіля: Монографія / за ред. М.А. Подригало, О.С. Полянського. Х. : ХНАДУ, 2019. 199 с.
- Линник І.І., Комов О.Б., Комов П.Б., Грицюк І.В., Бабанін А.А. До питання дослідження динамічного навантаження деталей трансмісії транспортного засобу в умовах експлуатації. *Збірник наукових праць Донецького інституту залізничного транспорту Української державної академії залізничного транспорту.* Донецьк: ДонІЗТ, 2010. Випуск № 21. С. 141–160.
- Акт №279 від 24.11.2023 щодо результатів випробувань системи автоматичного керування блокуваннями диференціалів II-го, III-го мостів та роздавальної коробки і вимкання стоянкового гальма.* – Харків.: ДП «ХКБМ», 2023. 4с.
- Design and analysis of Torsen differential / Md Yahya, Syed Imaduddin, Muhammed Minhajuddin Maviya, Mohammed Mujtabuddin, Shaik Moulal // *International Journal of Scientific Development and Research (IJS DR)* www.ijedr.org, July 2018 IJS DR | Volume 3, Issue 7. ISSN: 2455-2631.
- Recent Developments in Automotive Differential Design. In book: *Power Transmissions.* / A. Mihailidis, I. Nerantzis // *Proceedings of the 4th International Conference, held at Sinaia, Romania, June 20– 23, 2012.* – Volume 13 of the series *Mechanisms and Machine Science.* P. 125–140. DOI 10.1007/978-94-007-6558-0_8.

References (transliterated)

- Nadijnist mashin ta obladnannya. Chastina 1. Ocinka ta zabezpechennya nadijnosti mashin ta obladnannya* / [Novickij A.V., Ruzhilo Z.V., Ban-nij O.O. ta insh.]. K.: NUBiPU, 2023. – 209 p.
- Bondarenko O.V., O.V. Ustinenko, R.V. Protasov, I.Ye. Klochkov, Andriyenko S.V. (2025). Uzagalnena dekompoziciya transmisij vijskovih kolisnih mashin dlya viznachennya jmovirnosti bezvidmovnoyi roboti. *Visnik NTU «KhPI». Seriya: «Mashinoznavstvo ta SAPR»*, no. 1, pp. 11–18. doi: 10.20998/2079-0775.2025.1.02.

3. Voloncevich D.O., S.M. Voroncov, Ya.M. Mormilo, Yaremchenko A.S. (2015). Pidvishennya prohidnosti kolisnih mashin ta virivnyuvannya resursu agregativ transmissiyi shlyahom vvedennya statichnogo disbalansu rozpodilu vagi mizh mostami *Mehanika ta mashinobuduvannya*, no. 1, pp. 24–34.
4. Potapov N.N., Polyanskij A.S., Molodan A.A. (2019). Matematicheskaya model skruchivaniya vala transmissii polnoprivodnyh tyagovo-transportnyh sredstv pri dvizhenii s blokirovannym privodom. *Inzheneriya prirodokoristuvannya*, no. 4 (14), pp. 6–11.
5. Grishenko V.M. (2018). Osoblivosti spektru chastot krutilnih kolivan transmissij mashin. *Visnik NTU «KhPI». Seriya: «Dinamika i micnist mashin»*, no. 38 (1314), pp. 8–13. DOI: <https://doi.org/10.20998/2078-9130.2018.38.152475>.
6. Keller A.V., Gorelov V.A., Anchukov V.V. (2015). Modeling truck driveline dynamic loads at differential locking unit engagement. *Procedia Engineering*, no. 129, pp. 280–287.
7. Kubich V.I. (2022). *Transmissiya kolisnih avtomobiliv i gusenichnih mashin: navch. posib.* Zaporizhzhya: NU «Zaporizka politehnika», 408 p.
8. Shkarivskij G.V. *Transmissiyi mobilnih mashin: navch. posib.* – K.: FOP Yamchinskij O.V., 2021. 438 s.
9. *Dinamika transportno-tyagovyh kolesnyh i gusenichnyh mashin : monografiya / pod obsh.red. A.N. Turenko.* Harkov : HGADTU (HADI), 2001. 642 s.
10. Mormilo Ya.M. (2019). Eksperimentalnoe opredelenie blokirovochnogo momenta dvuhryadnogo kulachkovogo mezhkolesnogo differenciala pri polnom vyveshivani odnogo iz koles. *Mehanika ta mashinobuduvannya*, no. 1, pp. 90–96.
11. Komov A.B., P.B. Komov, I.V. Gricyuk, Komov E.A. (2010). Osobennosti eksperimentalnyh issledovanij dinamicheskikh processov ekspluatacionnogo nagruzheniya elementov transmissii transportnogo sredstva. *Zbirnik naukovih prac Doneckogo institutu zaliznichnogo transportu Ukrayinskoyi derzhavnoyi akademiyi zaliznichnogo transportu.* Doneck: DonIZT, no. 23, pp. 93–108.
12. Potapov M.M., V.M. Tretyak, V.M. Boldovskij, Shevlyev R.S. (2007). Zmenshennya oporu ruhu povnoprivodnyh tyagovo-transportnyh zasobiv, minimizacijeyu parazitnoyi potuzhnosti v transmissiyi. *Visnik Harkivskogo nacionalnogo tehnicnogo universitetu silskogo gospo-darstva imeni Petra Vasilenka (tehnicni nauki)*, Vip. 59. Tom 2, pp. 243–248.
13. *Avtomobili. Teoriya ekspluatacijnih vlastivostej : navch. posib.* / [Bilichenko V.V., Dobrovolskij O.L., Ognevij V.O, ta insh.] — Vinnicya : VNTU, 2017. 163 p.
14. Katorgin A.N., S.E. Voronin, A.A. Pavlyuchenko, S.E. Tokar, Sergienko A.A. (2012). BTR-4E – pervyj ukrainskij bronetransporter. *Mehanika ta mashinobuduvannya*, no. 2, pp. 99–104.
15. Slyusarenko Yu.A., Shigin Ya.V. (2017). Analiz rezultatov garantijnoj ekspluatatsii bronetransporterov BTR-4E i mashin na ego baze v 2014–2016 godah. *Mehanika ta mashinobuduvannya*, no. 1, pp. 139–144.
16. Strimovskij S.V. (2014). Analiz dinamicheskikh harakteristik transportnoj kolesnoj mashiny specialnogo naznacheniya s avtomatizirovannoj gidromehanicheckoj transmissiej i ih vliyanie na resurs raboty gidromehanicheckoj korobki peredach. *Mehanika ta mashinobuduvannya*, no. 1, pp. 116–122.
17. Borisyuk M.D., Rasskazov I.I. Bronetankovaya tehnik Ukrainy i ee sozdateli, OOO "PABLISH PRO", 2019. 256 p.
18. *Metodichnij posibnik z disciplini: «Bronetankova tehnik ta vodinnya».* Centr pidgotovki oficeriv zapasu. Ternopilskij derzhavnij eko-nomichnij universitet. – Ternopil, 2006. – 239 p.
19. *Dinamika kolesa avtomobilya: Monografiya / za red. M.A. Podrigalo, O.S. Polyanskogo.* H. : HNADU, 2019. – 199 s.
20. Linnik I.I., Komov O.B., Komov P.B., Gricuk I.V., Babanin A.A. (2010). Do pitannya doslidzhennya dinamichnogo navantazhennya detalej transmissiyi transportnogo zasobu v umovah ekspluatatsiyi. *Zbirnik naukovih prac Doneckogo institutu zaliznichnogo transportu Ukrayinskoyi derzhavnoyi akademiyi zaliznichnogo transportu.* Doneck: DonIZT, no. 21, pp. 141–160.
21. *Akt №279 vid 24.11.2023 shodo rezultativ viprobuvan sistemi avtomatichnogo keruvannya blokirovkami diferencijaliv II-go, III-go mostiv ta rozdavalnoyi korobki i vimikannya stoyankovogo galma.* Kharkiv.: DP «HKBM», 2023. 4 p
22. Md Yahya, Syed Imaduddin, Muhammed Minhajuddin Maviya, Mohammed Mujtabuddin, Shaik Moulal (2018). Design and analysis of Torsion differential. *International Journal of Scientific Development and Research (IJS DR)* www.ijedr.org. IJS DR, Volume 3, Issue 7. ISSN: 2455-2631.
23. Mihailidis A., Nerantzis I. (2012). Recent Developments in Automotive Differential Design. In book: Power Transmissions. *Proceedings of the 4th International Conference, held at Sinaia, Romania, June 20– 23, Volume 13 of the series Mechanisms and Machine Science*, pp.125–140. DOI 10.1007/978-94-007-6558-0_8.

Надійшла (received) 22.04.2026

Стаття прийнята до друку 20.05.2026

Опублікована 29.05.2026

Відомості про авторів / About the Authors

Стрiмoвський Сергiй Вікторoвич / Strimovskiy Sergii – кандидат технічних наук, начальник організаційно-аналітичного сектору, Державне підприємство «Харківське конструкторське бюро з машинобудування імені О.О. Морозова»; м. Харків, Україна; e-mail: serhii.strimovskiy@morozov.com.ua
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8560-414X>

**О. В. СУББОТИН, В. В. БІЛОЗЕРОВ, В. В. СУББОТИНА, О. О. ВОЛКОВ, В. М. БАРАННИКОВ,
В. І. БОБРОВ, К. І. КАЛІНІЧЕНКО, С. О. ФЕСЮКОВ, М. Р. КОПТЄВ**

ПІДВИЩЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ПОРШНЕВИХ КІЛЕЦЬ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ ШЛЯХОМ МІКРОДУГОВОГО ОКСИДУВАННЯ АЛЮМІНІЄВИХ СПЛАВІВ

У роботі розглянуто проблему підвищення працездатності поршневих кілець двигунів внутрішнього згоряння шляхом застосування технології мікродугового оксидування (МДО) алюмінієвих сплавів. Обґрунтовано актуальність використання легких матеріалів для зниження маси та підвищення ефективності циліндро-поршневої групи. Проаналізовано недоліки традиційних матеріалів і покриттів, зокрема обмеження чавунних кілець і екологічні ризики хромування. Досліджено процес формування МДО-покриттів на алюмінієвому сплаві Д16 та їх вплив на фізико-механічні й трибологічні властивості поршневих кілець. Встановлено, що утворення оксидного шару на основі $\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$ забезпечує високу твердість, зносостійкість, термостійкість і низький коефіцієнт тертя. Експериментальні результати показали підвищення жорсткості кілець, стабільність їх пружних властивостей та покращення ущільнювальної здатності. Проведені лабораторні та моторні випробування підтвердили ефективність застосування МДО-покриттів: зафіксовано зростання жорсткості, стабільність характеристик при високих температурах і зниження зношування. Доведено, що алюмінієві поршневі кільця з МДО-покриттям не лише відповідають вимогам традиційних конструкцій, але й перевершують їх за експлуатаційними показниками. Отримані результати свідчать про доцільність подальшого впровадження технології мікродугового оксидування у серійне виробництво деталей ДВЗ.

Ключові слова: алюмінієвий сплав; мікродугове оксидування; поршневі кільця; питомий тиск; фазовий склад

**O. SUBBOTIN, V. BILOZEROV, V. SUBBOTINA, O. VOLKOV, V. BARANNIKOV, V. BOBROV,
I. KALINICHENKO, S. FESYUKOV, M. KOPTIEV**

IMPROVING THE PERFORMANCE OF PISTON RINGS IN INTERNAL COMBUSTION ENGINES BY MICRO-ARC OXIDATION OF ALUMINUM ALLOYS

The paper addresses the actual scientific and technical problem of improving the performance and durability of piston rings in internal combustion engines. Particular attention is paid to reducing weight and dimensional parameters of components, enhancing fuel efficiency, and decreasing harmful emissions. It is shown that traditional materials such as cast iron and steel, despite their advantages, have several significant drawbacks, including high weight, limited corrosion resistance, manufacturing complexity, and environmental concerns associated with protective coating technologies. The feasibility of using aluminum alloys as an alternative material for piston rings is substantiated. It is established that their application is limited by insufficient wear resistance, low modulus of elasticity, and degradation of mechanical properties at elevated temperatures. To overcome these limitations, the use of micro-arc oxidation (MAO) is proposed, which enables the formation of high-strength ceramic-like oxide coatings on the material surface. The features of the MAO process and the mechanism of coating formation based on aluminum oxide (particularly $\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$) are analyzed. These coatings are characterized by high hardness, thermal stability, wear resistance, and a low friction coefficient. It is shown that the formed coatings exhibit strong adhesion to the substrate, controlled porosity, and the ability to retain lubricant, which positively affects the tribological performance of contacting surfaces. The experimental part of the study includes the manufacturing of prototype piston rings from D16 aluminum alloy, their heat treatment, and the application of MAO coatings under various technological conditions. The influence of process parameters on the phase composition and properties of the coatings is investigated. It is demonstrated that increasing the treatment duration leads to a higher content of the $\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$ phase, resulting in an increase in hardness up to 24 GPa. A complex of laboratory tests was carried out, including the evaluation of elasticity, specific pressure, and relaxation resistance of the rings at elevated temperatures. The results show that the application of MAO coatings significantly increases ring stiffness, stabilizes their elastic properties, and ensures compliance with the requirements for conventional designs. It is also established that coated rings exhibit higher thermal stability and lower relaxation compared to untreated samples. Engine bench tests confirmed the effectiveness of the proposed approach: an increase in compression in the cylinders, stability of operational characteristics during operation, and reduced wear were observed. It is demonstrated that aluminum piston rings with MAO coatings outperform traditional counterparts in terms of antifriction, anticorrosion, and heat-resistant properties. In general, the results confirm the scientific validity and technological перспективність of using micro-arc oxidation to enhance the performance of piston rings. The proposed technology can be effectively implemented in mass production, providing improved operational characteristics of internal combustion engines and reducing their environmental impact.

Keywords: aluminum alloy; micro-arc oxidation; piston rings; specific pressure; phase composition

Вступ. Актуальність задачі. Проблема підвищення працездатності деталей двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ), зниження їх собівартості, зменшення масогабаритних параметрів та покращення паливно-економічних і екологічних показників є однією з ключових у сучасному двигунобудуванні. Світові виробники силових установок інвестують значні матеріальні та інтелектуальні ресурси у вдосконалення конструкцій і технологій виготовлення деталей, що працюють в умовах інтенсивного термомеханічного навантаження. Особливої уваги за-

слуговують елементи циліндро-поршневої групи, зокрема поршневі кільця, від функціонування яких безпосередньо залежать компресія, витрата мастила, рівень токсичності відпрацьованих газів та загальний ресурс двигуна [1].

Традиційно поршневі кільця виготовляють із чавуну, сталі або бронзи. Необхідний рівень зносо-

© О. В. Субботін, В. В. Білозеров, В. В. Субботіна,
О. О. Волков, В. М. Баранніков, В. І. Бобров,
К. І. Калініченко, С. О. Фесюков, М. Р. Коптєв, 2026

стійкості зазвичай досягається завдяки легуванню матеріалу та нанесенню захисних покриттів, зокрема хромуванням робочої поверхні. Разом з тим, проведені дослідження та літературні джерела вказують на суттєві недоліки таких матеріалів і технологій. Зокрема, чавунні поршневі кільця характеризуються значною масою, обмеженою гнучкістю конструкції та підвищеним інерційним навантаженням на деталі циліндро-поршневої групи. Крім того, традиційні конструкції мають низку інших недоліків, серед яких складність технології виготовлення, крихкість матеріалу, ризик поломок під час монтажу, обмеження мінімальної осьової висоти (1,5–2 мм), недостатня корозійна стійкість, а також екологічна небезпечність процесу хромування і невисока адгезія хромового шару [1–3].

Кільця з легких сплавів мають суттєві переваги порівняно з чавунними: меншу густину, високу теплопровідність, кращу пластичність і зменшене інерційне навантаження на деталі циліндро-поршневої групи. Однак їх застосування обмежується низьким модулем пружності, недостатньою зносостійкістю та зниженням механічних властивостей при підвищених температурах [3].

Таким чином, наявні переваги легких сплавів не можуть бути повністю реалізовані без додаткових технологічних рішень, що зумовлює необхідність пошуку ефективних методів підвищення їх експлуатаційних характеристик.

Одним із перспективних напрямів вирішення зазначеної проблеми є застосування методу мікродугового оксидування (МДО) [4]. МДО – це електрохімічний процес поверхневої модифікації вентильних металів, що дозволяє формувати на поверхні матеріалу високоміцні керамікоподібні оксидні покриття [5]. У процесі МДО синтезуються високотемпературні поліморфні модифікації оксидів, зокрема $\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$ (корунд), які характеризуються високою твердістю, зносостійкістю та термостійкістю. Сформований оксидний шар має міцний зв'язок з основою та забезпечує багатофункціональні експлуатаційні властивості, зокрема підвищену корозійну стійкість, покращені трибологічні характеристики та здатність працювати в умовах інтенсивних термомеханічних навантажень [6].

Важливою особливістю МДО-покриттів є їх багаточастотна структура та можливість керування морфологією, фазовим складом і пористістю залежно від режимів обробки. Це відкриває широкі можливості для цілеспрямованого формування функціональних властивостей поверхні, зокрема регулювання коефіцієнта тертя, маслоємності та зносостійкості [7].

Розроблені принципи та технологічні прийоми формування МДО-покриттів на внутрішніх і зовнішніх робочих поверхнях деталей дозволили отримати якісні покриття на елементах ДВЗ – поршнях, гільзах, підшипниках та поршневих кільцях. При цьому забезпечується висока адгезія покриття до основи, відсутність відшарувань та стабільність властивостей у процесі експлуатації [8].

Попередні лабораторні дослідження підтвердили ефективність і перспективність використання таких покриттів. Зокрема, встановлено суттєве під-

вищення зносостійкості та корозійної стійкості, зниження коефіцієнта тертя, а також покращення ущільнювальної здатності поршневих кілець. Крім того, відзначено підвищення теплостійкості та стабільності механічних властивостей при високих температурах, що є критично важливим для роботи деталей циліндро-поршневої групи [9].

Отримані результати свідчать про те, що застосування МДО-технології дозволяє не лише компенсувати недоліки алюмінієвих сплавів, але й створити принципово новий рівень експлуатаційних характеристик деталей двигунів внутрішнього згоряння, що забезпечує їх підвищену надійність, довговічність та ефективність [10].

Досконалість конструкції поршневих кілець визначається їх еколого-економічними показниками. Вони повинні забезпечувати:

- надійне ущільнення над- і підпоршневого об'ємів та запобігання прориву газів і масла;
- достатню міцність, працездатність і довговічність;
- адаптивність до змін геометричних і режимних параметрів;
- високі трибологічні характеристики (низький коефіцієнт тертя та зносу);
- технологічність виготовлення й експлуатації;
- мінімальні масу та габарити.

Застосування МДО-технології дозволяє принципово змінити ситуацію та забезпечити високу адгезію сформованого покриття з основою, а сам шар має твердість $\approx 20 - 24$ ГПа, зносостійкість $\text{Ih } 10^{-10} - 10^{-12}$, коефіцієнт тертя з мастилом у парі з традиційними матеріалами $< 0,01$, теплостійкість до 1200°C , модуль пружності $\approx 3,7 \cdot 10^5$ МПа, товщина покриття з такими властивостями може досягати 300 мкм, основою покриття є фаза $\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$.

Попередні дослідження показали, що корундове покриття забезпечує підвищення зносо- та корозійної стійкості, покращення трибологічних характеристик і збільшення ущільнювальної здатності кілець. Розрахунки та експерименти встановили, що при формуванні покриття товщиною близько 0,2 мм на алюмінієвому кільці перерізом 3×1 мм² жорсткість зростає приблизно у три рази. Це пояснюється значною різницею модулів пружності алюмінію ($0,7 \cdot 10^5$ МПа) та корунду ($3,7 \cdot 10^5$ МПа).

Важливою перевагою МДО є можливість керування пористістю покриття та його маслоємністю, що дозволяє оптимізувати змащувальні властивості робочих поверхонь і забезпечити стабільний режим гідродинамічного або змішаного тертя [11–13].

Подальший аналіз сучасних наукових публікацій підтверджує актуальність і перспективність обраного напрямку досліджень, пов'язаного з підвищенням працездатності поршневих кілець двигунів внутрішнього згоряння шляхом застосування технології мікродугового оксидування алюмінієвих сплавів. У сучасних роботах підкреслюється доцільність використання легких конструкційних матеріалів для зниження маси та підвищення ефективності циліндро-поршневої групи, що узгоджується з отриманими результатами [1–3].

Результати виконаної роботи узгоджуються із сучасними тенденціями розвитку матеріалознавства і підтверджують ефективність застосування мікродугового оксидування для модифікації поверхні алюмінієвих сплавів. Встановлено, що формування оксидного шару на основі $\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$ забезпечує комплекс високих експлуатаційних характеристик, зокрема підвищену твердість, зносостійкість, термостійкість і низький коефіцієнт тертя [6]. Отримані експериментальні результати свідчать про підвищення жорсткості поршневих кілець, стабільність їх пружних властивостей та покращення ущільнювальної здатності [3].

Крім того, результати лабораторних і моторних випробувань підтверджують ефективність застосування МДО-покриттів у реальних умовах експлуатації: зафіксовано зростання компресії, стабільність характеристик при високих температурах та зниження інтенсивності зношування. Це узгоджується з сучасними дослідженнями, які відзначають доцільність поєднання алюмінієвих сплавів із функціональними покриттями для досягнення оптимального балансу між масою, міцністю та довговічністю.

Таким чином, отримані результати та їх порівняння з сучасними науковими публікаціями підтверджують, що алюмінієві поршні кільця з МДО-покриттям не лише відповідають вимогам традиційних конструкцій, але й перевершують їх за основними експлуатаційними показниками. Це свідчить про доцільність подальшого розвитку та впровадження технології мікродугового оксидування у серійне виробництво деталей двигунів внутрішнього згоряння.

Вищевикладене показує принципову можливість і доцільність застосування алюмінієвих сплавів з МДО-покриттям для виготовлення поршневих кілець двигунів внутрішнього згоряння, що є актуальним.

Мета роботи полягає у підвищенні працездатності та експлуатаційної надійності поршневих кілець двигунів внутрішнього згоряння шляхом застосування технології мікродугового оксидування алюмінієвих сплавів, а також дослідженні впливу сформованих МДО-покриттів на фізико-механічні та трибологічні властивості кілець з метою покращення їх зносостійкості, термостійкості та ущільнювальної здатності.

Результати та їх обговорення. Було виготовлено дослідну партію поршневих кілець з алюмінієвого сплаву Д16. Основним легувальним елементом цього сплаву є мідь, яка, маючи відносно низьку енергію окиснення, впливає на кінетику росту покриттів та їх фазово-структурне формування.

Кільця виготовляли з листового матеріалу товщиною 1 мм і 2 мм шляхом точіння заготовки з подальшим розрізанням для формування необхідного замкового зазору у вільному стані та термофіксацією (загартування з 500 °С у воду).

МДО-обробку проводили у лужно-силікатному електроліті з варіюванням складу електроліту, тривалості процесу та щільності струму. Використання комплексного електроліту забезпечувало формуван-

ня двофазного покриття ($\gamma\text{-Al}_2\text{O}_3$ та $\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$) з відносно високою швидкістю росту.

Для визначення фазового складу сформованих покриттів було проведено рентгеноструктурний аналіз із використанням рентгенівського дифрактометра. Отримані результати підтвердили наявність двох основних фаз оксиду алюмінію, причому зі збільшенням тривалості МДО-обробки спостерігалось зростання частки високотемпературної фази $\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$. Типова дифрактограма сформованого покриття наведена на рис. 1.

Зі збільшенням тривалості обробки підвищувався вміст $\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$ -фази, що приводило до зростання твердості покриття. Вимірювання мікротвердості проводили за допомогою приладу ПМТ-3, результати яких показали досягнення значень до 24 ГПа при об'ємній частці $\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$ близько 80 %.

Таким чином, встановлено пряму залежність між фазовим складом покриття та його механічними властивостями. Збільшення вмісту корундової фази забезпечує підвищення твердості та зносостійкості сформованих шарів.

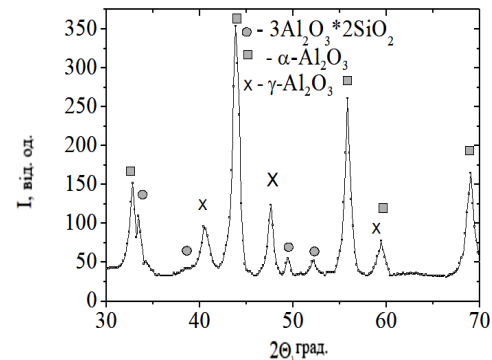


Рисунок 1 – Фрагмент дифрактограм МДО-покриття на сплаві Д16 ($\text{Cu}\text{-Al}$ випромінювання)

Поршні кільця з алюмінієвого сплаву Д16 з МДО-покриттям представлені на рис. 2.



Рисунок 2 – Поршні кільця з алюмінієвого сплаву Д16 з МДО-покриттям

Випробування на пружність проводили методом обтиску кільця в гнучкій стрічці відповідно до ГОСТ 621-87. Отримані результати показали, що МДО-обробка забезпечує рівень питомого тиску $P > 0,2$ МПа, що відповідає вимогам до традиційних чавунних кілець. Результати випробувань поршневих кілець ($D = 68$ мм; $t = 3,5$ мм, $b = 1$ мм) наведе-

ні в табл. 1.

Таблиця 1 – Пружність алюмінієвих кілець

№ п/п	Умови обробки	Зазор у замку S , мм	Навантаження Q , Н	Питомий тиск P , МПа
1	без зміцнювальної термічної обробки	12,0	4,21	0,116
2	термофіксація	12,0	6,18	0,167
3	МДО в заневоленому стані	12,2	7,72	0,228
4	термофіксація + МДО	13,0	7,72	0,228

У процесі роботи ДВС кільця розігріваються до температури 250–270° С, перебуваючи в умовах високих термомеханічних навантажень.

Релаксаційна стійкість дослідних кілець при $t = 270^\circ \text{C}$, наведена в табл. 2. Випробування на релаксаційну стійкість полягали в тому, що алюмінієві кільця після термофіксації та МДО-обробки в змушеному стані поміщалися в піч з $t = 270^\circ \text{C}$, періодично контролювалися пружні властивості кілець і величина зазорів у замках у вільному стані.

Таблиця 2 – Релаксаційна стійкість кілець ($D = 68$ мм; $t = 3,5$ мм, $b = 1$ мм)

Обробка кілець зі сплаву Д16	Тривалість витримки при 270°С, год	Навантаження, Н	Зазор у замку у вільному стані S , мм	Питомий радіальний тиск P , МПа
МДО	0	7,72	12,2	0,228
	1	4,20	9	0,178
	2	4,20	8,7	0,178
	8	4,20	8,7	0,178
Загартування $t = 500^\circ \text{C}$ у воду; природне старіння – 15 дб	0	6,18	12,0	0,18
	1	2,1	1,2	0,23
	2	2,1	1,0	0,23
	8	2,1	1,0	0,23

Як видно з табл. 2, усадка кілець відбувається практично протягом першої години випробувань, як для кілець без МДО-покриття, так і для кілець з МДО-покриттям. Подальша витримка до 8 годин при $t = 270^\circ \text{C}$ в заневоленому стані практично не впливає на зміну зазору в замку і на пружність кільця, тобто настає повна розмірна стабілізація. Однак виявлено принципову відмінність у релаксаційній стійкості кілець з МДО-покриттям і без нього, термостійкість перших – значно вища, ніж у кілець без покриття.

Також видно, що після випробувань пружність кілець з МДО-покриттям порівнянн з пружністю кручених сталевих кілець ($Q = 400\text{--}530$ г), які випускаються серійно з питомим тиском $P > 0,11$ МПа, і задовольняє вимогам, що пред'являються до поршневих кілець.

За результатами попередніх лабораторних досліджень властивостей алюмінієвих поршневих кілець, було зроблено висновок про можливість і необхідність проведення моторних випробувань таких кілець.

Порівняльні випробування зношеного дизеля серійної та дослідної комплектації, проведені на моторному стенді, показали, що після припрацювання тиск стиснення в циліндрах піднявся з 1,2...1,4 МПа до 2,0 МПа. Після 50 годинного напрацювання дизеля дослідної збірки на режимах, близьких до номінального – пружність кілець має стабільний і досить високий рівень $Q = 5,0\text{--}6,0$ Н при ($b = 1$ мм) і $Q = 10,0$ Н при ($b = 2$ мм) і порівнянн з значеннями пружності кілець з МДО-покриттям, які витримувалися при температурі $t = 270^\circ \text{C}$.

Таким чином, за результатами лабораторних досліджень та експлуатаційних випробувань можна зробити наступні висновки:

- поршневі кільця з алюмінієвих сплавів із МДО-покриттям повністю відповідають вимогам, що пред'являються до традиційних конструкцій, та перевершують їх за зносостійкістю, антифрикційними, антикорозійними і теплостійкими характеристиками;

- МДО-покриття забезпечує підвищення жорсткості, стабільність пружних властивостей і покращення ущільнювальної здатності кілець;

- зменшення маси кілець знижує інерційні навантаження та сприяє підвищенню ресурсу циліндро-поршневої групи;

- технологія виготовлення алюмінієвих кілець з МДО-покриттям є простішою та екологічно безпечнішою порівняно з традиційним хромуванням;

- результати лабораторних і моторних випробувань підтверджують доцільність подальшого впровадження даної технології у серійне виробництво.

Таким чином, застосування мікродугового оксидування для формування функціональних покриттів на алюмінієвих сплавах є науково обґрунтованим і технологічно перспективним напрямом підвищення працездатності поршневих кілець двигунів внутрішнього згорання.

Висновки. У роботі науково обґрунтовано та експериментально підтверджено ефективність застосування мікродугового оксидування для підвищення працездатності поршневих кілець двигунів внутрішнього згорання.

Установлено, що формування МДО-покриттів на алюмінієвих сплавах забезпечує утворення зміцненого оксидного шару на основі $\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$ з високими показниками твердості (до 24 ГПа), зносостійкості, термостійкості та низьким коефіцієнтом тертя.

Доведено, що нанесення покриття дозволяє суттєво підвищити жорсткість поршневих кілець (до трьох разів), стабілізувати їх пружні характеристики та забезпечити питомий тиск понад 0,2 МПа, що відповідає вимогам до традиційних конструкцій.

Експериментально підтверджено підвищену релаксаційну стійкість алюмінієвих кілець з МДО-покриттям при робочих температурах (250–270 °С),

що свідчить про їх здатність зберігати експлуатаційні властивості в умовах інтенсивних термомеханічних навантажень.

Результати моторних випробувань показали покращення експлуатаційних показників двигуна, зокрема підвищення компресії до 2,0 МПа, стабільність пружних характеристик кілець та зниження зношування у процесі роботи.

Установлено, що використання алюмінієвих сплавів з МДО-покриттям дозволяє зменшити масу кілець, знизити інерційні навантаження та підвищити ресурс елементів циліндро-поршневої групи.

Показано, що запропонована технологія є більш технологічно простою та екологічно безпечною альтернативою традиційним методам зміцнення, зокрема хромуванню.

Отримані результати підтверджують доцільність подальших досліджень і впровадження алюмінієвих поршневих кілець з МДО-покриттям у серійне виробництво.

Список літератури

- Gulam R., Yogesh Y.. A Review on use of Aluminium alloy for piston manufacturing /International Journal for Research Trends and Innovation, 2023 IJRTI | Volume 8, Issue 5 | ISSN: 2456-3315
- Reddy GV, Krupakaran RL, Tarigonda H, Rasu NG. Energy balance and emission analysis on diesel engine using different thermal barrier coated pistons. Mater. Today Proc. 2021;43(4):646–654. doi: 10.1016/j.matpr.2020.12.424.
- Liu, Y., Lei, J., Niu, X. *et al.* Experimental and simulation study on aluminium alloy piston based on thermal barrier coating. *Sci Rep* **12**, 10991 (2022). <https://doi.org/10.1038/s41598-022-15031-x>
- Clyne T.W., Troughton S.C. A review of recent work on discharge characteristics during plasma electrolytic oxidation of various metals / International materials reviews, 2019, Vol. 64, Iss. 3, P. 127–162.
- Curran J.A., Clyne T.W. Thermo-physical properties of plasma electrolytic oxide coatings on aluminium / Surface and coatings technology, 2005, Vol. 199, Iss. 2–3, P. 168–176.
- Cui S.H., Han J.M., Du Y.P. *et al.* Corrosion resistance and wear resistance of plasma electrolytic oxidation coatings on metal matrix composites / Surface and coatings technology, 2007, Vol. 201, Iss. 9–11, P. 5306–5309.
- Subbotina V. Tribological properties of MAO coatings on aluminum alloy Al25 / V. Subbotina, V. Bilozero, O. Subbotin, O. Volkov, S. Knyazev, V. Ryaboshtan, V. Barannicov, V. Bobrov, I. Kalinichenco, S. Fesyukov / Functional materials. – 2025. – Vol. 32. – Iss. 1. – P. 67–71. <http://functmaterials.org.ua/contents/32-1/fm321-67.pdf>, <https://doi.org/10.15407/fm32.01.67>
- Volchuk, V.M., Hlushkova, D.B. (2024), “Application of new plasma coatings for restoration of the surface of material”, *Functional Materials*, Vol. 31(2), pp. 205–209.
- Харламов Ю. О., Романченко О. В., Соколов В. І., Кроль О. С., Єпіфанова О. В. (2021), *Триботехніка і надійність машин: навчальний посібник* /– Северодонецьк: вид-во СНУ ім. В. Даля, 2021. – 184 с.
- Javidi, M., Fadaee, H. (2013) “Plasma electrolytic oxidation of 2024-T3 aluminum alloy and investigation on microstructure and wear behavior”, *Applied surface science*, Vol. 286, pp. 212–219.
- Schlesinger M., Paunovic M. *Modern Electroplating*. – 5th ed. – Wiley, 2010.
- Hirsch J. *Aluminum in innovative light-weight car design*. Materials Transactions, 2011.
- Фесенко А. Г., Бечке К. В., Манжалівський С. В. (2015), *Методи поверхневого зміцнення у процесі виготовлення деталей машин: навч. посіб.* Дніпро: РВВ ДНУ, 2015.104 с

References

- Gulam R., Yogesh Y.. A Review on use of Aluminium alloy for piston manufacturing /International Journal for Research Trends and Innovation, 2023 IJRTI | Volume 8, Issue 5 | ISSN: 2456-3315
- Reddy GV, Krupakaran RL, Tarigonda H, Rasu NG. Energy balance and emission analysis on diesel engine using different thermal barrier coated pistons. Mater. Today Proc. 2021;43(4):646–654. doi: 10.1016/j.matpr.2020.12.424.
- Liu, Y., Lei, J., Niu, X. *et al.* Experimental and simulation study on aluminium alloy piston based on thermal barrier coating. *Sci Rep* **12**, 10991 (2022). <https://doi.org/10.1038/s41598-022-15031-x>
- Clyne T.W., Troughton S.C. A review of recent work on discharge characteristics during plasma electrolytic oxidation of various metals / International materials reviews, 2019, Vol. 64, Iss. 3, P. 127–162.
- Curran J.A., Clyne T.W. Thermo-physical properties of plasma electrolytic oxide coatings on aluminium / Surface and coatings technology, 2005, Vol. 199, Iss. 2–3, P. 168–176.
- Cui S.H., Han J.M., Du Y.P. *et al.* Corrosion resistance and wear resistance of plasma electrolytic oxidation coatings on metal matrix composites / Surface and coatings technology, 2007, Vol. 201, Iss. 9–11, P. 5306–5309.
- Subbotina V. Tribological properties of MAO coatings on aluminum alloy Al25 / V. Subbotina, V. Bilozero, O. Subbotin, O. Volkov, S. Knyazev, V. Ryaboshtan, V. Barannicov, V. Bobrov, I. Kalinichenco, S. Fesyukov / Functional materials. – 2025. – Vol. 32. – Iss. 1. – P. 67–71. <http://functmaterials.org.ua/contents/32-1/fm321-67.pdf>, <https://doi.org/10.15407/fm32.01.67>
- Volchuk, V.M., Hlushkova, D.B. (2024), “Application of new plasma coatings for restoration of the surface of material”, *Functional Materials*, Vol. 31(2), pp. 205–209.
- Kharlamov, Yu. O., Romanchenko, O. V., Sokolov, V. I., Kroль, O. S., & Epifanova, O. V. (2021), *Tribology and Machine Reliability: A Textbook* /– Severodonetsk: V. Dahl Severodonetsk National University Press, 2021. – 184 pp.
- Javidi, M., Fadaee, H. (2013) “Plasma electrolytic oxidation of 2024-T3 aluminum alloy and investigation on microstructure and wear behavior”, *Applied surface science*, Vol. 286, pp. 212–219.
- Schlesinger M., Paunovic M. *Modern Electroplating*. – 5th ed. – Wiley, 2010.
- Hirsch J. *Aluminum in innovative light-weight car design*. Materials Transactions, 2011.
- Fesenko, A. G., Betshe, K. V., & Manzhaliievskiy, S. V. (2015). *Methods of surface hardening in the manufacturing of machine parts: textbook*. Dnipro: Dnipro National University Publishing House, 2015. 104 p.

Надійшла (received 21.04.26)

Стаття прийнята до друку 20.05.2026

Опублікована 29.05.2026

Відомості про авторів / About the Authors

Субботін Олександр Володимирович / Subbotin Oleksandr – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Матеріалознавство»; м. Харків, Україна; тел.:

(067) 530-04-35; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9422-4480>; e-mail: subbotin.alex95@gmail.com

Білозеров Валерій Володимирович / Bilozerov Valery – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Матеріалознавство»; м. Харків, Україна; тел.: (067) 575-29-14; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7623-3658>; e-mail: belozarov.valerii@gmail.com

Субботіна Валерія Валеріївна / Subbotina Valeria – доктор технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри «Матеріалознавство»; м. Харків, Україна; тел.: 067-933-20-68; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3882-0368>, e-mail: subbotina.valeri@gmail.com

Волков Олег Олексійович / Volkov Oleh – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Матеріалознавство»; м. Харків, Україна; тел.: (093)950-85-39; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8797-0322>; e-mail: volkovoleg1978@gmail.com

Баранніков Вячеслав Миколайович / Barannikov Vyacheslav - Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Матеріалознавство»; м. Харків, Україна; тел.: (067) 546-79-15; e-mail: v.barannikov@gmail.com

Бобров Володимир Іванович / Bobrov Volodymyr - Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Матеріалознавство»; м. Харків, Україна; тел.: (093) 155-70-19; e-mail: bobrov.vladimir@gmail.com

Калініченко Ігор Анатолійович / Kalinichenko Igor - Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Матеріалознавство»; м. Харків, Україна; тел.: (099) 720-98-67; e-mail: sportsmen7jq@gmail.com

Фесюков Сергій Олексійович / Fesyukov Sergey - Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Матеріалознавство»; м. Харків, Україна; тел.: (063) 523-42-87; e-mail: sergey.fesyukov@gmail.com

Коптєв Микита Романович / Koptev Mykyta- Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Матеріалознавство»; м. Харків, Україна; тел.: (066) 914-98-65; e-mail: koptev.kitrum@gmail.com

ЗМІСТ

<i>А. Д. БОБКОВ</i> Техніко-технологічне обґрунтування застосування модульних шнеків у машинах для транспортування штучних вантажів.....	3
<i>С. С. ГАВРИЛЕНКО</i> Експериментальне дослідження ударного відгуку балкової моделі середнього колосника грохота-перевантажувача	9
<i>В. І. ГНІТЬКО</i> Неосесиметричний термопружнопластичний стан розгалужених оболонок обертання: напіваналітичний метод скінчених елементів	17
<i>А. В. ГРАБОВСЬКИЙ, Г. В. ТКАЧУК, А. Ю. ВАСИЛЬСВ, М. А. ТКАЧУК, А. М. КОБА, А. В. НАБОКОВ, Г. І. ЦИМБАЛ, В. О. КАРПОВ, О. М. РІКУНОВ, А. С. БОГАЧ</i> Технічні рішення бронекорпусів легкоброньованих машин із новітніх матеріалів.....	25
<i>І. П. ГРЕЧКА</i> Аналітичний огляд існуючих досліджень гідрооб'ємних передач та інших елементів бойових броньованих машин (оглядова стаття)	34
<i>О. І. ЗІНЧЕНКО, В. І. СЕРИКОВ, С. О. НАЗАРЕНКО, С. О. ДЕМ'ЯНЕЦЬ, Є. І. ЯЦКОВСЬКИЙ, А. В. ФАДСЄВ, О. С. ГЕРАСИМОВА, О. Ю. ШУТЬ, В. С. ВЕЙЛЕР</i> Розрахунково-експериментальні дослідження реакції торсійних валів систем підресорювання легких броньованих машин на дію навантаження	42
<i>Г. В. ІВАНЕЦЬ, С. А. ГОРЕЛИШЕВ, М. Г. ІВАНЕЦЬ, О. А. НАКОНЕЧНИЙ, О. М. СТАВИЦЬКИЙ</i> Удосконалення методичного підходу до оцінювання ефективності організації експлуатації зразків озброєння і військової техніки протиповітряної оборони сухопутних військ	51
<i>Д. В. КИСЛИЦЯ</i> Тенденції розвитку сучасних бойових машин піхоти та методів їх досліджень (оглядова стаття)	59
<i>А. П. КОЖУШКО, С. В. НАДТОЧИЙ, С. О. ШУБА, М. Є. ЯКУНІН</i> Обґрунтування параметрів трансмісії машини розмінування з урахуванням умов експлуатації	65
<i>О. С. ЛЬОЗНИЙ, М. М. ТКАЧУК, О. В. БОНДАРЕНКО, І. Я. ХРАМЦОВА, Н. А. ДЬОМІНА, С. І. МАРУСЕНКО, О. В. КОХАНОВСЬКА, Л. М. БОНДАРЕНКО</i> Вплив жорсткісних властивостей поверхневих шарів на контактну взаємодію тіл із поверхнями близької форми	74
<i>В. О. МАЛАЩЕНКО, В. О. ПРОЦЕНКО, О. В. УСТИНЕНКО, Б. В. СОЛОГУБ</i> Конструктивні особливості кулькових обгінно-запобіжних муфт	82
<i>Т. О. ПРОТАСЕНКО, О. М. РЕБРОВА, М. С. СВИНАРЕНКО, О. Ю. РЕБРОВ</i> Вплив температури на механічні властивості мідної фольги вакуумної плавки	90
<i>В. Б. СТЕФАНИШИН</i> Розробка та дослідження імітаційної моделі гібридної системи турбонаддуву автомобільного двигуна	97
<i>С. В. СТРИМОВСЬКИЙ</i> Шляхи підвищення надійної роботи агрегатів та вузлів трансмісії на колісних бронетранспортерах серії БТР-4	106
<i>О. В. СУББОТІН, В. В. БІЛОЗЕРОВ, В. В. СУББОТІНА, О. О. ВОЛКОВ, В. М. БАРАННИКОВ, В. І. БОБРОВ, К. І. КАЛІНІЧЕНКО, С. О. ФЕСЮКОВ, М. Р. КОПТЄВ</i> Підвищення працездатності поршневіх кілець двигунів внутрішнього згорання шляхом мікродугового окислення алюмінієвих сплавів	113

CONTENTS

<i>A. BOBKOV</i>	
Technical and technological justification for the application of modular screws in machines for handling discrete loads	3
<i>S. HAVRYLENKO</i>	
Experimental study of the impact response of a beam model of the middle grate bar of an overloading screen	9
<i>V. I. GNITKO</i>	
Non-axisymmetric thermoelastoplastic state of branched shells of revolution: a semi-analytical finite element method	17
<i>A. HRABOVSKYI, H. TKACHUK, A. VASYLIEV, M. A. TKACHUK, A. KOBA, A. NABOKOV, H. TSYMBAL, V. KARPOV, O. RIKUNOV, A. BOHACH</i>	
Technical solutions of the armored hull lightly armored vehicle from the latest materials.....	25
<i>I. HRECHKA</i>	
Analytical review of existing research on hydrovolume transmissions and other elements of armored combat vehicles (review article)	34
<i>O. ZINCHENKO, V. SIERYKOV, S. NAZARENKO, I. KHRAMTSOVA, S. DEMIANETS, Ye. YATSKOVSKYI, A. FADIEIEV, O. GERASIMOVA, O. SHUT, V. VEILER</i>	
Calculation-experimental studies of the response of torsion shafts of suspension systems of light armored vehicles to the action of load	42
<i>H. IVANETS, S. HORIELYSHEV, M. IVANETS, A. NAKONECHNYI, O. STAVYTSKYI</i>	
Improvement of the methodological approach to assessing the effectiveness of the organisation of operation of air defence weapon and military equipment systems of the ground forces	51
<i>D. KISLITZA</i>	
Trends in the development of modern infantry fighting vehicles and methods of their research (overview article)	59
<i>A. KOZHUSHKO, S. NADTOCHYI, S. SHUBA, M. YAKUNIN</i>	
Substantiation of demining machine transmission parameters considering operating conditions	65
<i>O. LOZNYI, M. M. TKACHUK, O. BONDARENKO, I. KHRAMTSOVA, N. DOMINA, S. MARUSENKO, O. KOKHANOVSKA, L. BONDARENKO</i>	
The effect of the stiffness properties of surface layers on the contact interaction between bodies and surfaces of similar shape	74
<i>V. MALASCHCHENKO, V. PROTSENKO, O. USTYNNENKO, B. SOLOHUB</i>	
Design features of the ball freewheel-protection clutches	82
<i>T. PROTASENKO, O. REBROVA, M. SVINARENKO, O. REBROV</i>	
Effect of temperature on the mechanical properties of vacuum-melted copper foil	90
<i>V. STEFANYSHYN</i>	
Development and analysis of a simulation model of a hybrid turbocharging system for an automotive engine	97
<i>S. STRIMOVSKYI</i>	
Ways to improve the reliability of transmission units and assemblies in BTR-4 series wheeled armored personnel carriers	106
<i>O. SUBBOTIN, V. BILOZEROV, V. SUBBOTINA, O. VOLKOV, V. BARANNIKOV, V. BOBROV, I. KALINICHENKO, S. FESYUKOV, M. KOPTIEV</i>	
Improving the performance of piston rings in internal combustion engines by micro-arc oxidation of aluminum alloys	113

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

ВІСНИК НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХП».

СЕРІЯ: МАШИНОЗНАВСТВО ТА САПР

Збірник наукових праць

№ 2'2026

Науковий редактор: М. А. Ткачук, д-р техн. наук, професор, НТУ «ХП», Україна

Відповідальний секретар: М. М. Ткачук, д-р. техн. наук, НТУ «ХП», Україна

АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ ТА ВИДАВЦЯ: 61002, Харків, вул. Кирпичова, 2, НТУ «ХП».
Кафедра «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»
Тел.: (057) 707-69-02, (057) 707-61-66; e-mail: m.tkachuk@tmm-sapr.org.

Підп. до друку 20.05.2026 р. Формат 60×84 1/8. Папір офсетний.
Друк офсетний. Гарнітура Таймс. Умов. друк. арк. 8,9. Облік.-вид. арк. 9,1.
Тираж 100 пр. Зам. № 23. Ціна договірна.

Друкарня «ФОП Пісня О. В.»
Свідоцтво про державну реєстрацію ВО2 № 248750 від 13.09.2007 р.
61002, Харків, вул. Гіршмана, 16а, кв. 21, тел. (057) 764-20-28
