
**Міністерство освіти і науки України
Національний університет
«Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»**



Матеріали

**IX Всеукраїнської науково-технічної конференції
«Створення, експлуатація і ремонт
автомобільного транспорту та
будівельної техніки»
30 квітня 2026 р.**

Полтава 2026

Матеріали ІХ Всеукраїнської науково-технічної конференції «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки» (30 квітня 2026 року, м. Полтава) / ред.: М.М. Нестеренко – Полтава: Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», 2026. – 113 с.

У збірнику представлені результати наукових досліджень та розробок із машинобудування, інженерної механіки, експлуатації та будови автомобілів, анонсовані у доповідях ІХ Всеукраїнської науково-технічної конференції «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки», що відбулася 30 квітня 2026 року в Національному університеті «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка» у м. Полтаві).

Збірник призначений для інженерних та науково-педагогічних працівників, аспірантів і студентів старших курсів.

Матеріали видаються відповідно до рішення вченої ради Навчально-наукового інституту інформаційних технологій та робототехніки Національного університету «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка» від 28 травня 2026 р., протокол № 14.

Відповідальний за випуск – завідувач кафедри галузевого машинобудування та мехатроніки, к.т.н., доцент Орісенко О.В.

Редакційна колегія:

О.В. Орісенко – к.т.н., доцент, завідувач кафедри галузевого машинобудування та мехатроніки – головний редактор;

М.М. Нестеренко – к.т.н., доцент кафедри галузевого машинобудування та мехатроніки.

В.В. Вірченко – к.т.н., доцент кафедри галузевого машинобудування та мехатроніки.

А.І. Криворот – к.т.н., доцент кафедри галузевого машинобудування та мехатроніки.

Матеріали друкуються в авторській редакції.

*А. І. Аніщенко, к.т.н., доцент
В. В. Блажко, к.т.н., доцент
В. В. Манкевич, здобувач вищої освіти
Харківський національний університет
міського господарства ім. О.М. Бекетова*

АНАЛІЗ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ МЕХАНІЧНОЇ ПЕРЕРОБКИ АВТОМОБІЛЬНИХ ШИН

Проблема утилізації відпрацьованих автомобільних шин є однією з актуальних екологічних і технологічних проблем сучасності. За оцінками міжнародних екологічних організацій, щороку у світі утворюється понад 1,5 млрд відпрацьованих шин, значна частина яких накопичується на полігонах або несанкціонованих звалищах [1]. Подібні відходи становлять серйозну пожежну небезпеку, спричиняють забруднення ґрунтів і підземних вод та водночас призводять до втрати цінних матеріальних ресурсів.

Автомобільна шина є складним композиційним виробом, що складається з гумових сумішей, металевго корду та текстильних волокон. Раціональна переробка такого багатокomпонентного матеріалу дозволяє не лише зменшити негативний вплив на довкілля, але й отримати вторинну сировину для різних галузей промисловості [2].

У процесі переробки автомобільних шин можуть бути отримані гумова крихта, металевий корд та, залежно від технології, піролізні продукти. Гумова крихта широко використовується у виробництві покриттів для спортивних і дитячих майданчиків, дорожніх матеріалів, гумотехнічних виробів та будівельних композитів. Металевий корд після очищення направляється на переплавку та використовується як металобрухт, а піролізна олива і газ можуть застосовуватися як альтернативні енергетичні ресурси [3]. Таким чином, переробка шин є одним із прикладів практичної реалізації принципів циркулярної економіки.

На сьогодні існують три основні технології переробки шин: механічна, піролізна та кріогенна. Механічна технологія ґрунтується на поетапному подрібненні шин з подальшим відокремленням металевих і текстильних компонентів. Вона не передбачає термічного впливу на матеріал і є найбільш поширеною завдяки відносній технологічній простоті та екологічній безпечності [2]. Піролізна технологія передбачає термічний розклад гуми у безкисневому середовищі за температури приблизно 450–500 °С, у результаті чого утворюються рідкі та газоподібні продукти. Кріогенна технологія полягає в охолодженні шин до температур близько –100 °С із подальшим ударним подрібненням, що дозволяє отримувати гумову крихту високої чистоти, однак потребує значних енергетичних витрат [3].

У межах даного дослідження основну увагу приділено механічній технології як найбільш доцільній для впровадження на підприємствах середньої потужності (рис.1). Типова технологічна лінія включає декілька послідовних

етапів: попереднє очищення шин, нарізання на сегменти за допомогою гідравлічної гільйотини, первинне подрібнення у шредері грубого помелу, повторне подрібнення у шредері середнього помелу, магнітну сепарацію металевих включень, повітряну сепарацію текстильних волокон, тонкий помел у грануляторі та фракційне сортування на вібраційних ситах. Для зменшення пиловиділення застосовуються циклони та системи аспірації.

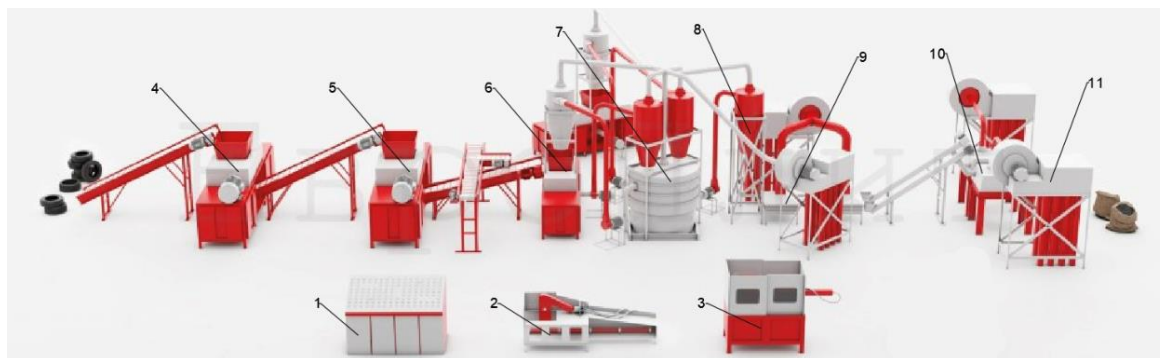


Рисунок 1 – Технологічна схема переробки автомобільних шин:

1 – прилад зовнішнього очищення шин; 2 – гільйотина для розрізання шин; 3 – попереднє різання шин на сегменти (смуги); 4 – первинний двовальний шредер; 5 – вторинний двовальний шредер; 6 – магнітний сепаратор; 7 – повітряний (циклонний) сепаратор; 8 – циклон-пилоуловлювач; 9 – фінішний млин; 10 – вібраційне сито; 11 – система фасування

Ключовим елементом лінії є подрібнювальне обладнання – шредери. Залежно від конструкції розрізняють одновальні (рис. 2 а), двовальні (рис. 2 б) та чотирьохвальні шредери (рис. 2 в). Одновальні шредери характеризуються наявністю одного ротора з ножами та притискного механізму. Вони забезпечують відносно однорідну фракцію матеріалу, проте відзначаються значним енергоспоживанням. Двовальні шредери мають два ротори, що обертаються назустріч один одному, і ефективно переробляють міцні об'єкти, хоча розмір вихідної фракції є менш контрольованим. Чотирьохвальні шредери поєднують функції різання та подрібнення в одному циклі та дозволяють отримати більш стабільну фракцію матеріалу, що є важливим для подальшого гранулювання.

Для отримання гумової крихти заданого розміру використовуються гранулятори з високошвидкісним ротором і системою змінних сит. Розмір частинок визначається діаметром отворів сит та режимами роботи обладнання. У разі необхідності отримання наддрібних фракцій можуть застосовуватися молоткові млини, однак вони потребують ефективної системи пиловиділення.

Особливу увагу в роботі приділено питанням енергоефективності обладнання. Значна частка енергоспоживання припадає на електроприводи шредерів і грануляторів. Оптимізація частоти обертання валів, використання частотних перетворювачів, раціональний вибір потужності електродвигунів та удосконалення конструкції ріжучих елементів дозволяють зменшити питомі

енерговитрати. Впровадження систем автоматичного контролю навантаження дає можливість запобігати перевантаженню обладнання та підвищувати його ресурс.

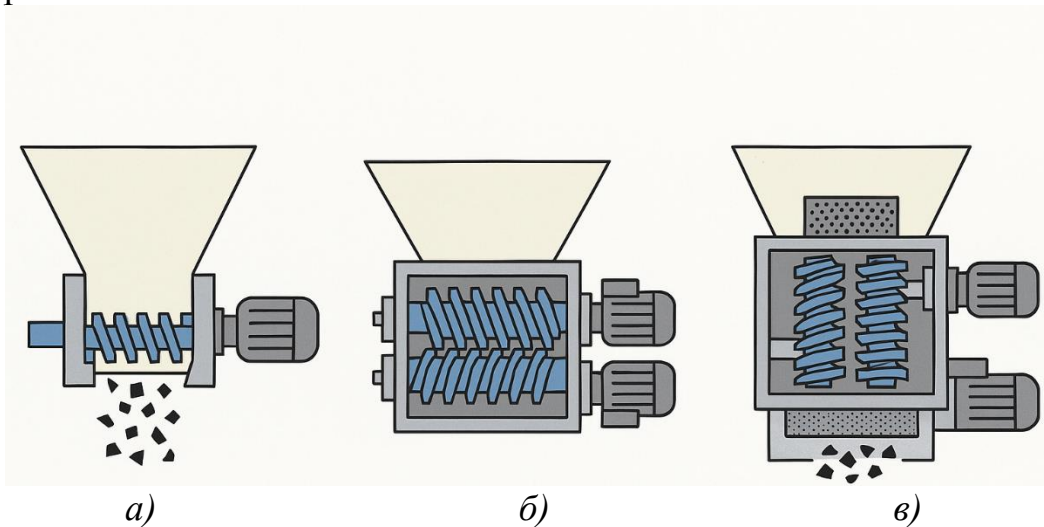


Рисунок 2 – Основні типи шредерів

З позицій сучасних тенденцій розвитку технологій важливим є впровадження автоматизованих систем керування технологічною лінією. Використання датчиків контролю температури підшипників, вібрації, струмового навантаження електродвигунів та рівня запиленості дозволяє забезпечити безперервність процесу та своєчасне технічне обслуговування. Автоматизація також сприяє підвищенню безпеки праці та зниженню впливу людського фактора.

Екологічний аспект переробки шин полягає не лише у зменшенні обсягів відходів, а й у зниженні потреби у первинній сировині. Використання гумової крихти у складі асфальтобетонних сумішей підвищує довговічність дорожнього покриття та зменшує витрати на його обслуговування. Таким чином, переробка шин має комплексний позитивний ефект для транспортної інфраструктури та промисловості.

У результаті проведеного аналізу встановлено, що механічна лінія переробки автомобільних шин є технічно обґрунтованим та економічно доцільним рішенням для підприємств середньої потужності. Вона поєднує відносну простоту конструкції, можливість поетапної модернізації та адаптацію до різних типів сировини. Подальші дослідження доцільно спрямувати на підвищення енергоефективності подрібнювального обладнання, удосконалення систем автоматизації та зниження рівня шуму й пиловиділення.

Таким чином, розвиток обладнання для переробки автомобільних шин відповідає сучасним технологічним тенденціям, сприяє впровадженню ресурсозберігаючих рішень та забезпечує екологічну безпеку у сфері автомобільного транспорту.

Література

1. Williams P. T. Pyrolysis of waste tyres: a review // *Waste Management*. – 2013. – Vol. 33, No. 8. – P. 1714–1728. – URL:

https://www.researchgate.net/publication/237055770_Pyrolysis_of_waste_tyres_A_review (дата звернення: 05.03.2026).

2. Martínez J. D., Puy N., Murillo R., García T., Navarro M. V., Mastral A. M. *Waste tyre pyrolysis – A review // Renewable and Sustainable Energy Reviews.* – 2013. – Vol. 23. – P. 179–213. – URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032113001408> (дата звернення: 05.03.2026).

3. Feraldi R., Cashman S., Huff M., Raahauge L. *Comparative life cycle assessment of treatment options for scrap tires // International Journal of Life Cycle Assessment.* – 2013. – Vol. 18, No. 3. – P. 613–625. – URL: <https://doi.org/10.1007/s11367-012-0514-8> (дата звернення: 05.03.2026).

УДК 666.972.015.4:621.929:531.7

Є. А. Васильєв, к.т.н., доцент

Д. В. Тараненко, аспірант

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ЯКОСТІ ЗМІШУВАННЯ МЕТОДОМ КОЛОРИМЕТРІЇ ЗА ДОПОМОГОЮ ПРОГРАМНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ

Поточний етап дисертаційного дослідження вимагає переходу від візуальної оцінки до точних метричних показників. Використання мобільного гравітаційного бетонозмішувача примусової дії дозволяє отримувати суміші високої якості, проте їх однорідність є критичним параметром, що впливає на міцність виробів, яка потребує більш ретельного аналізу. Метод колориметрії (із застосуванням цифрового аналізу зображень) виступає як експрес контроль, що дозволяє виключити людський фактор та автоматизувати процес обробки результатів.

Попередні дослідження [1,2] обґрунтували ефективність експрес методів оцінки. Зокрема, було встановлено, що використання пігменту та мірильного обладнання, цього пігменту дозволяє швидко виявляти відхилення, використовуючи барвник як індикаторний маркер. Обраний синій колір забезпечує контраст із сірим фоном цементного каменю та заповнювачів і також враховану доступність для придбання і вплив на фізико-механічні властивості, що є гарно візуально видимим для подальшої програмної обробки результатів. Поточне дослідження поглиблює цю методику шляхом визначення найбільш доцільного для даної задачі програмного забезпечення, зважуючи переваги і недоліки.

Серед розглянутих інструментів визначення кількості барвника в пробах було випробувано декілька основних програм, до них відносяться: Adobe Photoshop (функція колор-менеджменту), ImageJ або Fiji (плагін Particle Tracker), CellProfiler (Turbidity), Icy (аналіз дифузії).

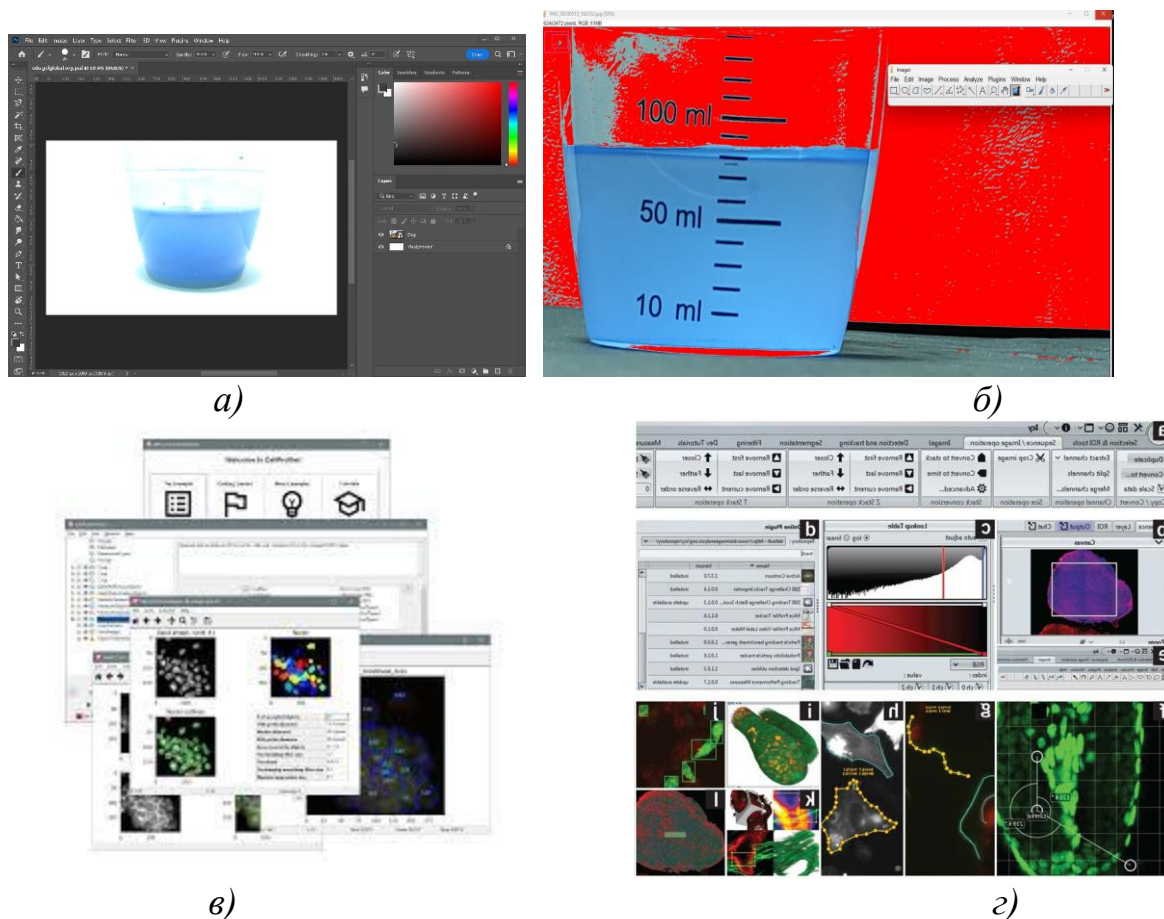


Рисунок 1 – Інтерфейси програм: а) Photoshpe б) Fiji в) CellProfiler г) Icy

Вибір інструменту у вигляді програмного забезпечення безпосередньо впливає на точність апроксимації результатів та встановлення кореляції між якістю змішування та майбутньою міцністю виробів.

ImageJ обраний базовим інструментом для отримання цифрових значень концентрації пігменту. Він дозволяє реалізувати головне завдання колориметрії – перетворити візуальну насиченість синього кольору в конкретні математичні показники. Використання функції Analyze Particles дає можливість математично дослідити ефективність змішування в залежності від кута нахилу лопаток та енергоефективності процесу. Це забезпечує об'єктивність, якої не вистачає традиційним методам оцінки, та створює базу для прогнозування міцності зразків згідно з ДСТУ EN 12390-3:2019 [3].

Adobe Photoshop через орієнтацію на художню обробку та відсутність вбудованих засобів для точного підрахунку частинок, він не може виступати основним інструментом для визначення ступеня однорідності суміші. Його використання обмежене створенням якісного ілюстративного зображення і не призначене для демонстрації зон концентрації синього барвника. Photoshop не призначений для підрахунку відсоткового вмісту фаз на зображенні в наукових цілях. Він вимагає багато ручної роботи, що робить неможливим обробку великих серій проб для статистичної достовірності.

CellProfiler Складність в освоєнні є значно вищою, ніж у Fiji. Програма орієнтована на біологію, тому інтерфейс переповнений специфічними термінами. Для простого визначення однорідності суміші її функціонал може

бути надлишковим

Ісу має меншу спільноту користувачів у технічних науках порівняно з ImageJ, тому пошук специфічних плагінів для аналізу будівельних матеріалів може бути ускладненим. Також вона вимагає стабільного середовища Java, що іноді спричиняє конфлікти з іншим системним програмним забезпеченням.

Література

1. Васильєв Є. А. Тараненко Д. В. Експрес тест однорідності суміші. Тези 77-ї наукової конференції професорів, викладачів, наукових працівників, аспірантів та студентів Національного університету «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка». Полтава, 2025. Т1. С. 221 – 222. <https://reposit.nupp.edu.ua/handle/PoltNTU/18679>
2. Васильєв Є.А., Тараненко Д.В. Оптимізація робочого процесу бетонозмішувача примусової дії. Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки. Матеріали VIII Всеукраїнської науково-технічної конференції, 24 квітня 2025 р. : Полтава, НУПП імені Юрія Кондратюка, 2025. С. 40 – 43. <https://reposit.nupp.edu.ua/handle/PoltNTU/19327>
3. ДСТУ EN 12390-3:2019. Випробування ствердлого бетону. Частина 3. Міцність на стиск випробувальних зразків (EN 12390-3:2019, IDT). [Чинний від 2020-01-01]. Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2019. 22 с. (Національний стандарт України).

УДК 621.928:666.972

Ю. О. Кузуб, аспірант

В. В. Вірченко, к.т.н., доцент

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

АДАПТИВНИЙ РЕЖИМ ЗМІШУВАННЯ БУДІВЕЛЬНИХ СУМІШЕЙ У ЗМІШУВАЧАХ З ГВИНТОВИМИ ЛОПАТКАМИ

Ефективність процесу приготування будівельних сумішей значною мірою визначається узгодженістю режимів роботи змішувального обладнання з реологічними властивостями матеріалу. Використання фіксованої тривалості змішування не враховує зміну структурного стану суміші в процесі перемішування та не забезпечує раціонального співвідношення між енергоспоживанням і ступенем її однорідності [1]. У зв'язку з цим актуальним є застосування адаптивних режимів змішування, що враховують еволюцію структурної неоднорідності середовища в часі.

Для реалізації адаптивного режиму змішування використано змішувач із гвинтовими лопатками, конструктивна схема якого наведена на рис. 1, що працює від валу трансмісії мотоблока. Така схема руху матеріалу сприяє інтенсифікації руйнування структурних зв'язків середовища та прискорює досягнення рівномірного розподілу компонентів [2].

У межах марковського опису процес перемішування розглядається як стохастичний процес переходу частинок між локальними зонами змішувального об'єму. Ступінь структурної неоднорідності суміші характеризується функцією інертності $q(t)$, яка визначає частку частинок, що зберігають своє положення в межах відповідної комірки простору. Зменшення значення цієї функції відповідає зростанню рівня однорідності матеріалу та може використовуватись як критерій завершення процесу змішування.

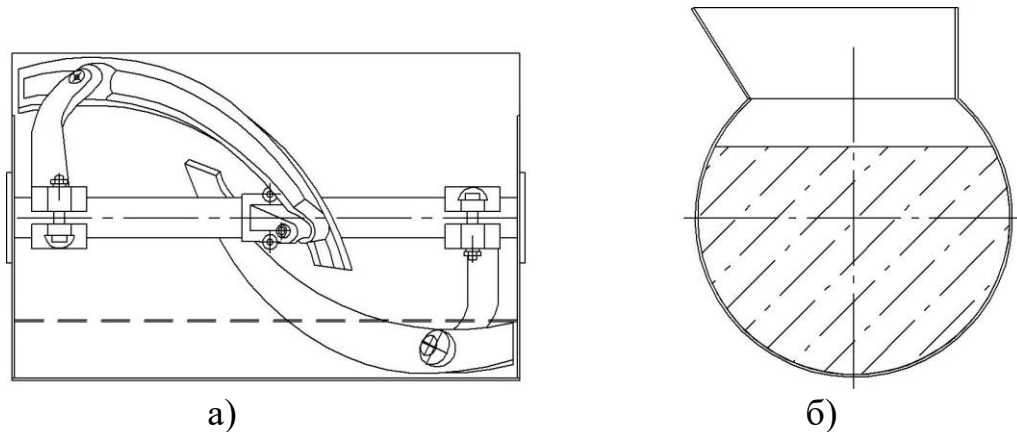


Рисунок 1 – Схема змішувача з гвинтовими лопатками:
а) вигляд зверху; б) вигляд збоку

Встановлено, що швидкість зменшення структурної неоднорідності суміші залежить від частоти обертання робочого органу змішувача, яка визначає інтенсивність зсувних деформацій у матеріалі. Зі збільшенням частоти обертання активізується процес руйнування внутрішньої структури суміші, однак її надмірне підвищення не забезпечує пропорційного зростання ефективності змішування через збільшення енергоспоживання та можливе налипання матеріалу на робочі поверхні змішувача. У зв'язку з цим існує раціональний діапазон частот обертання робочого органу, у межах якого забезпечується оптимальне співвідношення між тривалістю змішування та витратами енергії.

Формування адаптивного режиму змішування передбачає зміну частоти обертання робочого органу змішувача залежно від поточного стану суміші. На початкових стадіях процесу доцільно використовувати знижені значення частоти обертання для запобігання перевантаженню приводу, після чого частоту поступово підвищують до рівня максимально ефективного перемішування [3].

Показано, що ефективність процесу змішування визначається не лише кінематичними параметрами роботи змішувача, але й геометричними характеристиками його робочих органів. Кут нахилу гвинтових лопаток формує напрямок переміщення компонентів суміші та визначає співвідношення між осьовими й окружними потоками матеріалу, забезпечуючи багаторазове переміщення частинок між зонами змішування.

За результатами аналізу встановлено, що реалізація адаптивного режиму змішування забезпечує досягнення необхідного ступеня однорідності суміші при 30–40 об/хв вала при виборі раціональної частоти його обертання та

відповідних геометричних параметрів гвинтових лопаток.

Таким чином, використання марковського опису процесу перемішування дозволяє обґрунтувати адаптивний режим змішування будівельних сумішей, який забезпечує скорочення тривалості процесу приготування матеріалу та зниження енергоспоживання змішувального обладнання при досягненні заданого рівня однорідності середовища.

Література

1. Kuzub, Y., & Rudyk, R. (2025). *Influence of spiral tape parameters mixer for mortar homogeneity. Scientific Bulletin of Construction*, (112), 37–44. <https://doi.org/10.33042/2311-7257.2025.112.1.37>
2. Rudyk, R., Salnikov, R. (2024). *Analysis of the mixer geometry and rheology impact on concrete mixture mixing efficiency. Construction Engineering*, Vol. 41, pp. 77–84. <https://doi.org/10.32347/tb.2024-41.0409>
3. Emeljanova, I. A., Anishchenko, A. I., Virchenko, V. V., Subota, D. U., & Blazhko, V. V. (2019). *Formless concreting new small-size equipment universal technological set energy consumption features determination. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 708(1), 012005. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/708/1/012005>

УДК 621.928:666.972

В. Ю. Полежаєв, аспірант

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

ОБґРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЦЕСІВ ЗМІШУВАННЯ ТА ТРАНСПОРТУВАННЯ БУДІВЕЛЬНИХ СУМІШЕЙ

Сучасні технології будівництва передбачають широке застосування сухих, напівсухих і пластичних будівельних сумішей, які використовуються під час виконання монтажних, оздоблювальних та ремонтно-відновлювальних робіт. Ефективність їх використання значною мірою залежить від організації процесів приготування, транспортування та подачі матеріалу до місця виконання робіт. Особливої актуальності набуває застосування пересувних технологічних засобів, здатних забезпечувати автономність виконання робіт на будівельному майданчику, а також за відсутності стаціонарних вузлів приготування сумішей [1].

Одним із перспективних напрямків удосконалення технологічного обладнання є створення пересувних універсальних змішувачів, які забезпечують приготування сумішей різної консистенції з подальшим транспортуванням матеріалу до місця розвантаження без використання додаткових транспортуючих засобів. Реалізація такого підходу дозволяє скоротити тривалість технологічного циклу, зменшити енерговитрати та підвищити рівень механізації будівельних процесів [2].

Конструктивною особливістю запропонованого змішувача є поєднання в

одному агрегаті змішувального барабана та транспортуючого гвинта, розташованого в трубопроводі подачі матеріалу. Така схема забезпечує безперервність технологічного процесу приготування та транспортування суміші і дозволяє узгодити параметри змішування з параметрами її подачі до місця використання.

Ефективність роботи універсального змішувача визначається сукупністю взаємопов'язаних параметрів, до яких належать частота обертання змішувального органа, коефіцієнт заповнення робочого об'єму, геометричні характеристики лопаток змішувача, крок і діаметр шнека вузла подачі [3], а також фізико-механічні властивості будівельних сумішей. При цьому характер руху матеріалу в робочому об'ємі змішувача залежить від співвідношення між коловою швидкістю робочого органа та силами внутрішнього тертя середовища.

Для сухих сумішей визначальним фактором є забезпечення інтенсивного перемішування компонентів за рахунок багаторазового переміщення частинок у межах робочого об'єму змішувача. У випадку напівсухих сумішей ефективність процесу змішування визначається умовами руйнування структурних зв'язків між частинками матеріалу та рівномірністю розподілу вологи в об'ємі суміші. Для вологих сумішей важливим є забезпечення стабільності руху середовища без утворення застійних зон та налипання матеріалу на робочі поверхні змішувача.

Після завершення процесу змішування транспортування суміші до місця розвантаження здійснюється за допомогою шнека гвинтового вузла, встановленого в трубопроводі подачі матеріалу. Продуктивність транспортуючого органа визначається його геометричними параметрами та частотою обертання, а також реологічними характеристиками суміші. Узгодження параметрів змішувального та транспортуючого робочих органів забезпечує безперервність технологічного процесу та стабільність подачі матеріалу [4].

Встановлено, що раціональні параметри роботи універсального змішувача повинні визначатися з урахуванням необхідності забезпечення інтенсивного перемішування суміші при мінімальних енерговитратах та стабільного транспортування матеріалу трубопроводом без розшарування і втрати однорідності. При цьому вибір частоти обертання змішувального органа повинен здійснюватися з урахуванням консистенції суміші, а параметри гвинтового транспортера – відповідно до умов її переміщення в трубопроводі.

Таким чином, використання пересувного універсального змішувача дозволяє забезпечити поєднання процесів приготування та транспортування будівельних сумішей у межах одного технологічного агрегату, що сприяє підвищенню ефективності виконання будівельних робіт, скороченню тривалості технологічного циклу та зниженню енерговитрат на підготовку матеріалу.

Література

I. Korobko, B.O., Virchenko, V.V., & Shapoval, M.V. (2018). Feed Solution in the Pipeline with the Compensators Mortar Pump of Various Design Solutions Pressure

Pulsations Degree Determination. International Journal of Engineering & Technology, 7(3.2), 195–202

2. Rudyk, R., Kuzub, Y. (2022). Justification of new equipment development for preparing concrete solutions. *Academic Journal Industrial Machine Building Civil Engineering*, Vol. 1(58), pp. 11–16. <https://doi.org/10.26906/znp.2022.58.3077>

3. Waqas, M., Palevičius, A., Jūrėnas, V., Pilkauskas, K., & Janusas, G. (2025). Design and Investigation of a Passive-Type Microfluidics Micromixer Integrated with an Archimedes Screw for Enhanced Mixing Performance. *Micromachines*, 16. <https://doi.org/10.3390/mi16010082>.

4. Salnikov, R., & Virchenko, V. (2025). Comparative analysis of mathematical models for the screw unit in small continuous-operation plastering machines. *Construction Engineering*, (42), 27–35. <https://doi.org/10.32347/tb.2025-42.0503>

УДК 621.9.004.67

В. В. Блажко, к.т.н., доцент

А. І. Аніщенко, к.т.н., доцент

Л. В. Сасенко, к.т.н., доцент

*Харківський національний університет
міського господарства ім. О.М. Бекетова*

ПРАКТИЧНІ АСПЕКТИ ВПРОВАДЖЕННЯ ПРЕДИКТИВНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ ПРОМИСЛОВОГО ОБЛАДНАННЯ В УМОВАХ ЦИФРОВІЗАЦІЇ ВИРОБНИЦТВА

У сучасному машинобудівному виробництві безперервність роботи технологічного обладнання є одним із ключових факторів ефективності підприємства. Порухення стабільності функціонування навіть одного критичного агрегату здатне спричинити зупинку окремої виробничої ділянки або всього технологічного процесу. У практичній діяльності машинобудівних підприємств такі ситуації супроводжуються не лише витратами на відновлення працездатності обладнання, але й значними непрямыми збитками. До них належать простой виробництва, порушення виробничих графіків, затримки виконання контрактних зобов'язань, підвищене навантаження на обслуговуючий персонал, а також потенційні репутаційні втрати.

Традиційно на промислових підприємствах застосовуються два основні підходи до технічного обслуговування обладнання. Перший передбачає виконання ремонту після фактичного виникнення відмови. Такий підхід є відносно простим з організаційної точки зору, проте він пов'язаний із високим ризиком раптових зупинок виробництва. Другий підхід базується на проведенні регламентних робіт відповідно до встановленого календарного графіка. Незважаючи на певні переваги плановості, цей метод також має суттєві обмеження, оскільки не враховує реального технічного стану конкретних вузлів і агрегатів.

У сучасних умовах цифровізації промислового виробництва все більшого поширення набувають нові підходи до управління технічним станом обладнання. Одним із найбільш перспективних напрямів є впровадження прогностного, або предиктивного, обслуговування. Його ключова особливість полягає у переході від традиційних схем обслуговування до управління технічним ресурсом на основі фактичного стану обладнання.

Основою функціонування систем предиктивного обслуговування є організація безперервного або періодичного моніторингу експлуатаційних параметрів обладнання [2]. У практичних умовах для цього використовуються різноманітні датчики та системи збору даних, які фіксують ключові показники роботи машин. До найбільш поширених параметрів контролю належать рівень вібрації, температура вузлів, тиск робочих середовищ, навантаження на механізми, споживана електрична потужність, швидкість обертання та інші експлуатаційні характеристики [3].

Важливою особливістю такого підходу є не лише реєстрація поточних значень параметрів, але й аналіз їх зміни у часі. Саме дослідження динаміки експлуатаційних показників дозволяє виявляти початкові ознаки деградації елементів обладнання, які ще не проявляються у вигляді очевидних порушень роботи. У практичних умовах це дає можливість завчасно визначити потенційно проблемні вузли та запобігти розвитку відмов.

Після накопичення необхідного масиву даних здійснюється їх аналітична обробка. На цьому етапі визначаються допустимі межі зміни параметрів, а також встановлюються закономірності між режимами експлуатації та технічним станом обладнання [2].

У практичних умовах для оцінювання технічного стану обладнання можуть застосовуватися спрощені математичні моделі, що описують зміну контрольованого параметра у часі.

Однією з найпростіших моделей є лінійна модель деградації параметра, що контролюється:

$$P(t) = P_0 + kt, \quad (1)$$

де $P(t)$ – значення контрольованого параметра у момент часу t ;

P_0 – початкове значення параметра;

k – швидкість зміни параметра (коефіцієнт деградації);

t – час експлуатації обладнання.

Критичний момент роботи обладнання визначається з умови:

$$P(t_{кр}) = P_{доп}, \quad (2)$$

де $P_{доп}$ – гранично допустиме значення параметра.

Звідси можна визначити орієнтовний залишковий ресурс роботи вузла:

$$t_{кр} = \frac{P_{доп} - P_0}{k} \quad (3)$$

Використання такої моделі дозволяє оцінити орієнтовний час досягнення критичного стану обладнання та завчасно спланувати проведення технічного обслуговування.

Практичне значення такого підходу полягає в тому, що технічне втручання виконується у найбільш доцільний період. З одного боку, це дозволяє запобігти виникненню аварійної ситуації, а з іншого – уникнути передчасної заміни справних компонентів.

Теоретичним підґрунтям сучасних систем предиктивного обслуговування є концепція надійнісно-орієнтованого управління технічним станом обладнання (Reliability-Centered Maintenance) [1]. Основна ідея цієї концепції полягає у забезпеченні працездатності виробничих систем відповідно до вимог технологічного процесу та допустимого рівня ризику відмов.

Практичні аспекти впровадження предиктивного обслуговування можна розглянути на прикладах різних видів промислового обладнання, що широко використовуються у машинобудівній галузі.

Прикладами застосування такого підходу можуть слугувати високоточні металообробні верстати з числовим програмним керуванням. У подібних системах аналіз параметрів вібрації та температури підшипників шпиндельного вузла дозволяє своєчасно виявляти початкові стадії їх зношування. Завдяки цьому можна запобігти виникненню аварійних ситуацій, які могли б призвести до тривалих простоїв обладнання та порушення виробничих графіків.

Ще одним прикладом практичного використання предиктивної аналітики є насосні та компресорні установки, що забезпечують функціонування допоміжних технологічних систем машинобудівних підприємств. У таких агрегатах відстеження споживаної потужності, тиску та температури робочого середовища дозволяє визначати поступове зниження ефективності роботи обладнання. На основі цих даних можна своєчасно планувати технічне обслуговування без необхідності аварійної зупинки виробничого процесу.

Сфера застосування предиктивного обслуговування поступово розширюється і на складні автоматизовані виробничі системи. Прикладами можуть слугувати роботизовані зварювальні комплекси, які використовуються у сучасному машинобудуванні. Контроль навантаження на приводи, електродвигуни та редуктори дозволяє виявляти відхилення у роботі обладнання на ранніх стадіях та своєчасно проводити необхідні регульовальні або ремонтні роботи. Це сприяє зменшенню ризику дороговартісних простоїв автоматизованих виробничих ліній та забезпечує стабільну якість зварних з'єднань.

Ще одним прикладом практичного застосування предиктивних технологій є контроль технічного стану гідравлічних пресів великої потужності. У таких системах аналіз коливань тиску та температури робочої рідини дозволяє прогнозувати зношування ущільнювальних елементів, клапанних механізмів або інших компонентів гідравлічної системи. Це має особливе значення з огляду на високі навантаження, які виникають у процесі роботи такого обладнання.

Практична реалізація систем предиктивного обслуговування зазвичай включає кілька основних етапів. На першому етапі організовується збір даних про параметри роботи обладнання. Для цього використовуються датчики,

системи промислового інтернету речей або інтеграція з уже наявними системами контролю технологічних процесів.

Наступний етап передбачає аналітичну обробку отриманої інформації. У процесі аналізу визначаються допустимі межі зміни параметрів, а також встановлюються закономірності їх поведінки за різних режимів експлуатації.

На завершальному етапі впроваджується система автоматичного формування попереджень про можливий ризик відмови обладнання. Такі системи можуть генерувати повідомлення для інженерного персоналу або формувати рекомендації щодо планування ремонтних заходів.

Застосування алгоритмів машинного навчання значно підвищує ефективність таких систем, оскільки дозволяє одночасно враховувати велику кількість взаємопов'язаних факторів. Це особливо актуально для складних виробничих комплексів, де технічний стан окремих елементів може залежати від сукупного впливу кількох параметрів експлуатації.

Таким чином, предиктивне обслуговування можна розглядати як один із ключових практичних інструментів підвищення ефективності управління промисловим обладнанням. Його впровадження дозволяє підвищити надійність роботи виробничих систем, зменшити кількість аварійних зупинок та оптимізувати витрати на технічне обслуговування.

Література

1. Moubray J. *Reliability-Centered Maintenance*. 2nd ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 1997. 448 p. URL: <https://www.sciencedirect.com/book/9780750633587/reliability-centered-maintenance> (дата звернення 04.03.26р.)
2. Jardine A. K. S., Lin D., Banjevic D. *A review on machinery diagnostics and prognostics implementing condition-based maintenance*. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2006. Vol. 20, No. 7. P. 1483–1510. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2005.09.012> (дата звернення 04.03.26р.)
3. ISO 17359:2018. *Condition monitoring and diagnostics of machines — General guidelines*. Geneva: International Organization for Standardization, 2018. 44 p. URL: <https://www.iso.org/standard/63116.html> (дата звернення 04.03.26р.)

УДК 693.6.002.5

В. Г. Михайлик, аспірант

М. В. Шаповал, к.т.н., доцент

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИФУЗІЙНОЇ ПРОНИКНОСТІ СЕРЕДОВИЩА МАТЕРІАЛУ ЗАМКНЕНОЇ КАМЕРИ КОМПЕНСУЮЧОГО ПРИСТРОЮ

Негерметичність внаслідок дифузії в тій чи іншій мірі властива всім ущільненням. Дифузія (взаємна проникність двох або декількох дотичних речовин) обумовлена різницею концентрацій C однієї речовини в іншій. Дифузію середовища

через замкнену камеру розподіляють на ступні стадії: 1) поглинання рідини (газу) ущільнювачем – сорбція (коефіцієнт сорбції α_1 , м/с); 2) дифузія середовища через матеріал замкненої камери (коефіцієнт дифузії D_p , м²/с); 3) виділення (десорбція) середовища з другої сторони матеріалу (коефіцієнт сорбції α_2 , м/с).

При стаціонарному процесі на основі першого закону Фіка через перегородку товщиною l і площею S , масовий Q_{mS} , кг/с, і об'ємний Q_S , м³/с, витрати середовища пропорційні градієнту концентрацій $dC/dx \approx \Delta C/l$

$$\begin{aligned} Q_{mS} &= \psi_S \frac{dC}{dx} S \approx \psi_S \frac{\Delta C}{l} S; \\ Q_S &= \psi_S \frac{q_p S}{l}, \end{aligned} \quad (1)$$

$$\text{де } \psi_S = \left(\frac{1}{\alpha_1 l} + \frac{1}{D_p} + \frac{1}{\alpha_2 l} \right)^{-1} - \text{функція проникності, м}^2/\text{с};$$

q_p – ступінь набухання – відносний склад середовища в матеріалі ущільнювача, що визначається за кінетичними кривими набухання $q(t)$.

Витрати Q_{mS} і Q_S дуже малі по відношенню з іншими видами витоків. Найменшу проникність забезпечують метали, потім щільні пластмаси, найбільш проникні еластomers та гумотканинні матеріали. В якості характеристики ущільнення використовують питому проникність одиниці площі в одиницю часу. При розташуванні ущільнень в ряд за ступенем зростання витоків діафрагмові балонного типу (сильфоні) ущільнення можна прийняти за еталон самих найменших витоків. Втрати на просочування складають менше 10^{-14} м³/(м²·с).

Дифузійна проникність за контактною поверхнею замкненої камери, ущільнень.

Область контакту ущільнення з ущільнюючою поверхнею відрізняється неоднорідністю структури. В ній немає повної суцільності, що властива матеріалу основних деталей, і можна виділити ділянки контакту поверхневих плівок, пустоти, ділянки контакту матеріалу камери, ущільнювача та ущільнюваної поверхні. Механізм контактної дифузії складний і кількісно не вивчений. Однак практично при будь-яких експериментах з визначення коефіцієнта дифузії неявно знаходять контактну дифузійну проникність по периметру ємностей, камер, мембран. Для контактної дифузії в рівняння (1) введено наступні поправки:

1) висота зони контакту приблизно рівна параметру шорсткості R_z , тому $S = B \cdot R_z$;

2) з урахуванням порожнин в області контакту її складає $k_1 l$ ($k_1 < 1$);

3) внаслідок більш рихлої структури поверхневих плівок коефіцієнт $\psi_{Sk} = k \psi_S$. Тоді масова витрата і питома проникність

$$Q_{mSk} = k \cdot \psi_S \cdot \frac{\Delta C \cdot B \cdot R_z}{k_1 \cdot l};$$

$$\bar{Q}_{Sk} = \frac{Q_{Sk}}{\rho} = k \cdot \psi_S \cdot \frac{q_p}{k_1 \cdot l}.$$
(2)

Витоки внаслідок контактної дифузії пропорційні периметру ущільнення.

Дифузійна проникність через пневмоблон замкненої камери (мембрану) товщиною l . Замкнена камера (мембрана), що розділяє середовища A і B (рис. 1) з концентраціями речовини C_1 і C_2 , при тривалому впливі характеризується деякою дифузійною проникністю.

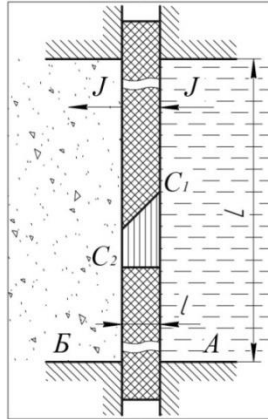


Рисунок 1 — Схема дифузії в плоскій пластині, що розділяє два середовища

Процес масопереносу розподіляють на три стадії:

1) розчинення середовища з концентрацією C_1 в поверхневому шарі A замкненої камери мембрани (характеризується коефіцієнтом поверхневого масообміну α_1 , м/с);

2) дифузія середовища через матеріал замкненої камери (характеризується коефіцієнтом дифузії в матеріалі замкненої камери D , м²/с), відрізняється лінійним розподіленням концентрації C за товщиною $C = (C_1 - C_2) \cdot x/l + C_2$;

3) десорбція з другої сторони замкненої камери в середовище з концентрацією C_2 (характеризується коефіцієнтом α_2 , м/с). При стаціонарному процесі щільності потоків однакові ($J_1 = J_2$), тому маса речовини, що проходить через площу S протягом часу t :

$$m = -D \cdot (C_2 - C_1) S \cdot t / l,$$
(3)

де $P = D \cdot h$ — коефіцієнт дифузії, м²/с,

$$D = \left[(\alpha_1 l)^{-1} + D^{*-1} + (\alpha_2 l)^{-1} \right]^{-1}.$$
(4)

Коефіцієнт дифузії газів і парів визначають також із рівняння (2.102), в якому на основі закону Генрі об'ємну концентрацію C_v замінюють перепадом парціальних тисків: де h — коефіцієнт сорбції або розчинності, м³/ (м³·Па). Об'ємні витрати, м³/с

$$Q_F = \frac{D \cdot h \cdot \Delta p_i \cdot S}{l} \text{ або } Q_F = \frac{P \cdot h \cdot \Delta p_i \cdot S}{l}, \quad (5)$$

де $P = D \cdot h$ – коефіцієнт газопроникності, $\text{м}^2/(\text{с} \cdot \text{Па})$.

Коефіцієнти сорбції h і волого проникності P_g при дифузії рідких середовищ і розрахунку масової витрати $Q_{m\phi}$, кг/с , вимірюють відповідно в $\text{кг}/(\text{м}^3 \cdot \text{Па})$ і $\text{кг}/(\text{м} \cdot \text{с} \cdot \text{Па})$. При дифузії через перегородку із порожнини з рідиною в порожнину з повітрям (рис. 1) $C_2 \approx 0$, тому можна використати данні про ступінь набухання q для визначення градієнта концентрації в рівнянні: $\Delta C = \rho \cdot q_{p1}$ (ρ – щільність рідини).

Вираз для об'ємних витрат приймає вигляд $Q_F = \frac{D \cdot q_p \cdot S}{l}$.

Модель перегородки, зображено на (рис. 1) використовують для визначення коефіцієнта дифузії D на основі рівняння Дайнеса-Баррера [1, 2]

$$D = \frac{l^2}{6t_D}, \quad (6)$$

де t_D – час запізнювання, протягом якого у камері B не спостерігається поява дифундируючої із камери A речовини. Дане рівняння являється рішенням рівняння першого закону Фіка для руху фронту дифундируючої речовини із камери A до камери B [1, 2].

Відповідно до ДСТУ 8931:2019, ДСТУ 7150:2010, ДСТУ 7147:2010 коефіцієнт дифузії визначають по кінетичній кривій набухання зразка діаметром $d = 50$ мм і довжиною $l = 3$ мм. У формулу $D = 0,0494 \cdot l^2 / t_0$ слід підставляти час t_0 , що знайдений за кінетичною кривою і відповідний набуханням $0,5q_{pm}$.

Вплив температури і напруження.

На процес дифузії значно впливає температура. На основі уявлень про активаційний механізм дифузії можна описати рівнянням $D = Ae^{-U/(RT)}$, де U – умовна енергія активації, Дж/моль . Якщо відомий коефіцієнт дифузії D_0 при температурі T_0 , то можна визначити D при температурі T

$$D = D_0 \cdot e^{U \cdot \Delta T / (RT_0 \cdot T)}, \quad (7)$$

де $\Delta T = T - T_0, \text{K}$; $R = 8,3 \text{ Дж}/(\text{моль} \cdot \text{K})$, для еластомерів в середовищі нафтових мастил $U \approx 55 \text{ кДж/моль}$ при $T_0 = 333 \text{ K}$ [84, 85].

Залежність коефіцієнта дифузії від температури для еластомерів показана в табл. 1. Встановлено, що проникність полімеру при деформуванні змінюється: при всебічному стисненні – зменшується, при розтягуванні – збільшується, що можна пояснити зміною вільного об'єму в структурі полімеру. Коефіцієнт дифузії при всебічному стисненні $D \cdot 10^{13} \text{ м}^2/\text{с}$ для РЖ гумах складає [1, 5-7]: 3,8 і 1,6 – для гум на основі СКН-40 відповідно при $p = 0$ і МПа ; 3,3 і 1,5 – для гуми на основі СКМС-10 при тих же значеннях p [1, 5, 6, 7].

Таблиця – 1 Коефіцієнт дифузії рідин для виробів із еластомерів

Виріб	Каучук	Рідина	$D \cdot 10^{13}$, м ² /с, при температурі, °С		
			25	60	90
Мембрана (замкнений балон)	СКН-26	РМЦ	0,15	1,3	8,4
		АУ	0,19	1,7–1,9	11,0
		МГЕ-10А	0,24	2,8	14,0
	СКН-18	Фреон-12	–	–	900,0
	СКН-26		–	–	200,0
	СКН-26+ СКН-18	МГЕ-10А	0,60	7,0	35,0
	СКН-26+ СКН-18	АУ	0,42	3,9	24,0
Мембрана (замкнений балон)	СКФ-26	Спирт етиловий	50	–	–
Тканина прогумована М47-1	СКН-26	АМГ-10	0,88	7,6	51,0
		АГМ	0,53	4,6	31,0
		АУП	0,62	5,4	35,0
Рукав	СКН-18+наірит	МГЕ-10А	60	700	4000,0

В полімерах і пластмасах на дифузійні характеристики [1, 2] впливає утворення тріщин при розтягненні. При напруженні $\sigma < (0,35...0,4)\sigma_T$ помітних змін D немає, починаючи з $\sigma < (0,4...0,5)\sigma_T$ процес переносу середовища в матеріалах прискорюється.

Література

1. Портенко М. І. Процеси дифузії в середовищі з мембранами // Пр. Ін-ту математики НАН України. – 1995. – 10. – 200 с.
2. Портенко М. І. Дифузія в середовищах з напівпрозорими мембранами. – К.: Праці Інституту математики НАНУ, 1994
3. Суберляк О.В. Технологія переробки полімерних та композиційних матеріалів. Підручник / О.В. Суберляк, П.І. Баітанник – Львів: Видавництво «Растр-7», 2007. – 376 с.
4. Теоретичні основи та технологія виробництва полімерних композиційних матеріалів : навч. посіб. / Е. О. Спорягін, К. Є. Варлан. – Д. : Вид-во ДНУ, 2012. – 188 с.
5. Суберляк О.В., П. І. Баітанник. Технологія переробки полімерних та композиційних матеріалів: підруч. для студентів ВНЗ; М. освіти і науки України. 2-ге вид. Львів: Растр-7, 2016. 456 с.
6. Суберляк О.В., П.І. Баітанник Технологія переробки полімерних та композиційних матеріалів: підручник. Львів: Растр-7, 2015. 256 с.
7. Гаркуша О.М., Махно С.М., Приходько Г.П. Структурні особливості та властивості полімерних нанокомпозитів при низьких концентраціях наповнювача Хімія, фізика та технологія поверхні.- 2010. Т.1, №.1.- С.103-110

УДК 621.65:532.5:693.6:519.876

Р. Ю. Сальников, аспірант

Р. Ю. Рудик, аспірант

В. В. Вірченко, к.т.н., доцент

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЦЕСУ ПОДАЧІ БУДІВЕЛЬНИХ СУМІШЕЙ ЧЕРЕЗ НАСАДКИ ТЕХНОЛОГІЧНИХ СИСТЕМ НАНЕСЕННЯ

Сучасні технології виконання будівельних та опоряджувальних робіт передбачають широке застосування механізованих технологічних систем нанесення будівельних сумішей, які забезпечують підвищення продуктивності праці, покращення якості формування покриттів та зниження трудомісткості виконання технологічних операцій.

Одним із визначальних етапів технологічного процесу є підготовка будівельної суміші, яка включає дозування компонентів та їх інтенсивне перемішування до досягнення необхідних реологічних характеристик. Саме на стадії змішування формується структура суміші, рівномірність розподілу компонентів, ефективна в'язкість та гранична напруга зсуву середовища, що суттєво впливають на подальші процеси транспортування та нанесення матеріалу.

Недостатня інтенсивність перемішування або невідповідність режимів роботи змішувального обладнання фізико-механічним властивостям компонентів призводить до погіршення однорідності суміші, збільшення гідравлічного опору під час її транспортування та нестабільності подачі через формувальні насадки.

Будівельні суміші, що застосовуються у штукатурних агрегатах і технологічних системах нанесення, характеризуються складною неньютонівською поведінкою, наявністю граничної напруги зсуву та нелінійною залежністю в'язкості від швидкості зсуву властивостями та змінною ефективною в'язкістю залежно від швидкості деформації.

Особливу роль у технологічних системах нанесення відіграє процес подачі будівельної суміші через формувальні насадки, який визначає структуру потоку матеріалу на виході з транспортної магістралі, швидкість його витікання та параметри формування покриття оброблювальної поверхні.

Аналіз сучасних досліджень у галузі механізованого транспортування будівельних сумішей показує, що більшість існуючих методик розрахунку параметрів подачі матеріалу орієнтовані переважно на окремі етапи технологічного процесу та не враховують комплексного впливу параметрів змішування, реологічних характеристик суміші, режимів роботи насосного обладнання та геометрії формувальних насадок на потік матеріалу. У зв'язку з цим виникає необхідність комплексного обґрунтування параметрів процесу подачі будівельних сумішей через насадки технологічних систем нанесення.

Обґрунтування параметрів процесу подачі будівельних сумішей через

формувальні насадки технологічних систем нанесення з урахуванням реологічних властивостей матеріалу, параметрів його підготовки та характеристик насосного обладнання.

Процес подачі будівельної суміші через формувальну насадку може бути описаний як рух в'язкопластичного середовища у каналі змінного поперечного перерізу. При цьому втрати тиску залежать від довжини насадки, площі вихідного отвору, швидкості руху матеріалу та його реологічних параметрів. Зменшення площі вихідного перерізу насадки призводить до збільшення швидкості витікання матеріалу та відповідного зростання гідравлічного опору, що супроводжується підвищенням енергетичних витрат насосного обладнання.

Геометричні параметри формувальних насадок істотно впливають на структуру потоку матеріалу та рівномірність його подачі на поверхню конструкції.

Особливістю процесу подачі будівельних сумішей є взаємозв'язок параметрів насосного обладнання з характеристиками суміші, сформованими на стадії її підготовки. Зокрема, зміна частоти обертання робочого органа гвинтового насоса забезпечує регулювання продуктивності подачі матеріалу, однак супроводжується зміною гідродинамічних умов руху суміші в транспортній магістралі та формувальній насадці.

Запропонований підхід до визначення параметрів процесу подачі будівельних сумішей через формувальні насадки створює передумови для підвищення ефективності функціонування технологічних систем нанесення та покращення якості виконання будівельних робіт.

Література

1. Salnikov R., Rudyk R. *Analysis of wear nature in the screw assembly of SO-150 type plastering units* // *Scientific Bulletin of Construction*. 2025. No. 112. P. 309–317. DOI: <https://doi.org/10.33042/2311-7257.2025.112.1.38>.
 2. Rudyk R. Y., Virchenko V. V., Salnikov R. Y., Kuzub Y. O. *Mathematical modeling of the working body's oscillatory motion in a concrete mixer* // *Journal of Engineering Sciences*. 2025. Vol. 12, no. 2. P. D45–D54. DOI: [https://doi.org/10.21272/jes.2025.12\(2\).d4](https://doi.org/10.21272/jes.2025.12(2).d4).
 3. Rudyk R., Virchenko V. *Increasing the efficiency of gravity mixing for concrete mixtures* // *Construction Engineering*. 2025. No. 42. P. 50–60. DOI: <https://doi.org/10.32347/tb.2025-42.0506>.
 4. Kuzub Y., Rudyk R. *Influence of spiral tape parameters mixer for mortar homogeneity* // *Scientific Bulletin of Construction*. 2025. No. 112. P. 302–308. DOI: <https://doi.org/10.33042/2311-7257.2025.112.1.37>
-

АНАЛІЗ ПРОЦЕСУ ВИНИКНЕННЯ ТИСКУ ПОДАЧІ РОЗЧИНУ У ГІДРАВЛІЧНІЙ ЧАСТИНІ ГІДРОПРИВІДНОГО РОЗЧИНОНАСОСА МЕТОДОМ КОМП'ЮТЕРНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

Відома конструкція гідропривідного розчинонасоса одинарної дії з комбінованим компенсатором пульсації тиску [1, 2].

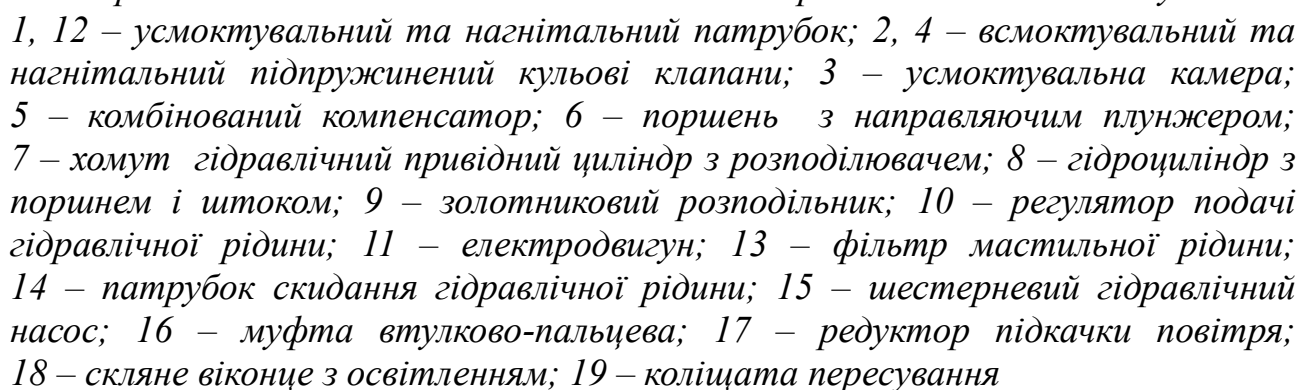
Комбінований повітряний компенсатор тиску складається з двох камер рис. 1, поз. 5: циліндричної, яка з'єднана з нагнітальною камерою, і замкненої, яка представляє собою пневмобалон, який закріплено до штуцера вузла підкачки повітря і встановлено по периметру циліндричної камери на спеціальних обмежувачах. У циліндричну камеру з боку встановлено ніпель з краном високого тиску для закачування повітря під тиском 0,5...0,7 МПа і в замкнену камеру встановлено ніпель з краном високого тиску і манометром за для закачування повітря під тиском 0,5...0,7 МПа за допомогою компресора.

Моделювання процесу виникнення тиску у гідравлічній частині під час роботи гідропривідного розчинонасоса (здійснювали за допомогою програмного комплекс САПР SolidWorks.

Для підтвердження отриманих залежностей роботи та доведення ефективності роботи розчинонасоса виконано тривимірне моделювання за методом кінцевих елементів. Критеріями обрано миттєві тиски подачі розчинонасосом, рухомість розчину П9, як структурованої рідини, та приведений до атмосферного тиску об'єм вільної та замкненої камери (рис. 3-5).

Відповідно

$$\begin{aligned}
 V_{\text{комп}} &= \left(V_{\text{в.к.}} + \frac{p_{\text{з.к.}} \cdot V_{\text{з.к.}}}{p_{\text{атм}}} \right) \cdot p_{\text{ср}} = \left((V_{\text{заг}} - V_{\text{з.к.}}) + \frac{p_{\text{з.к.}} \cdot V_{\text{з.к.}}}{p_{\text{атм}}} \right) \cdot p_{\text{ср}} = \\
 &= \left(\left(\frac{\pi \cdot R_{\text{в.к.}}^2}{4} \cdot H_{\text{в.к.}} - \frac{\pi \cdot R_{\text{з.к.}}^2}{4} \cdot H_{\text{з.к.}} \right) + \frac{p_{\text{з.к.}} \cdot V_{\text{з.к.}}}{p_{\text{атм}}} \right) \cdot p_{\text{ср}} = \\
 &= \left(\left(\frac{3,14 \cdot 4,1^2}{4} \cdot 3,6 - \frac{3,14 \cdot 2,8^2}{4} \cdot 2,5 \right) + \frac{0,2 \cdot 10 \cdot 15,4}{0,1 \cdot 10} \right) \cdot 1,2 \cdot 10 = 62,88 \text{ дм}^3.
 \end{aligned} \tag{1}$$



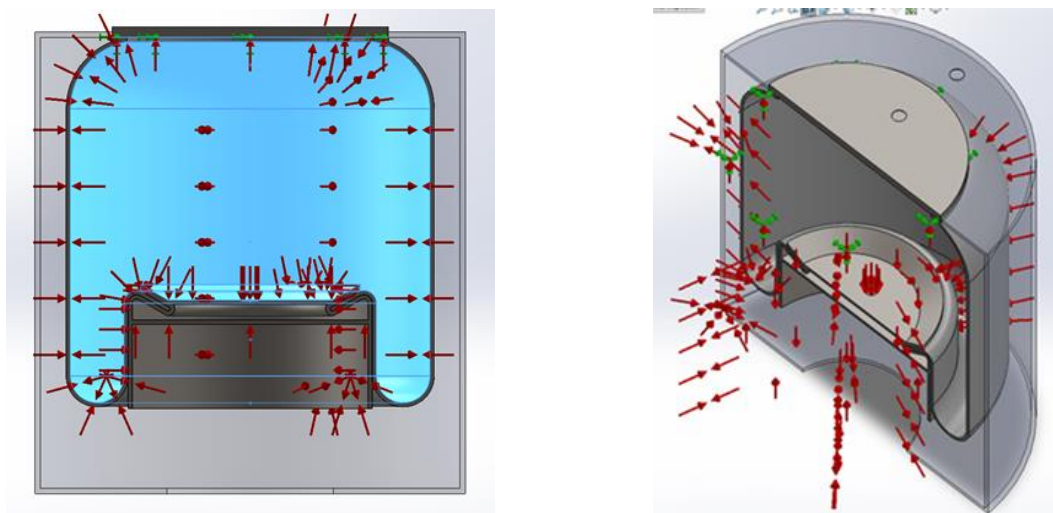


Рисунок 2 – Початкові умови тиску розчину в комбінованому компенсаторі при $p = 0,1$ МПа

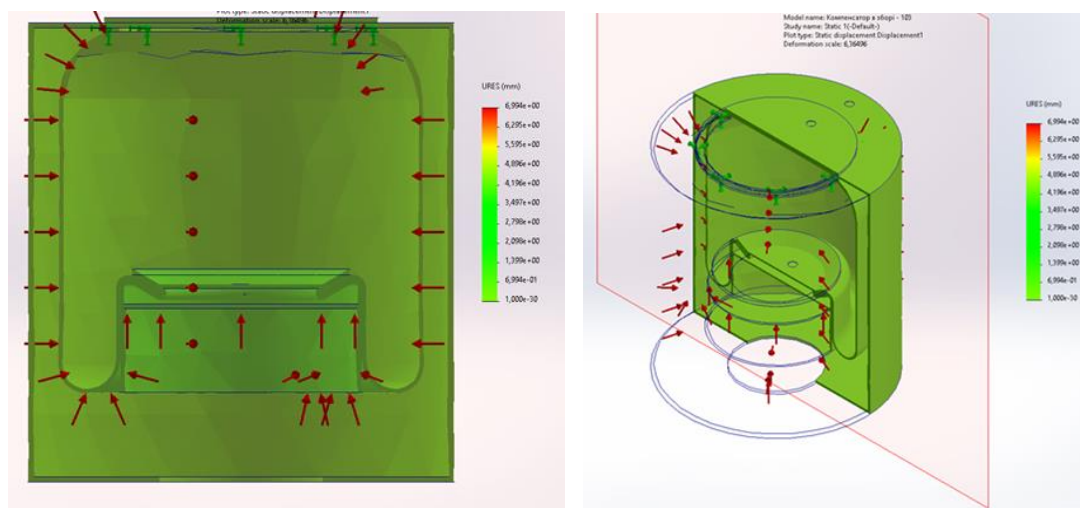


Рисунок 3 – Початкові умови тиску подачі розчину в комбінованому компенсаторі при $p = 0,4$ МПа

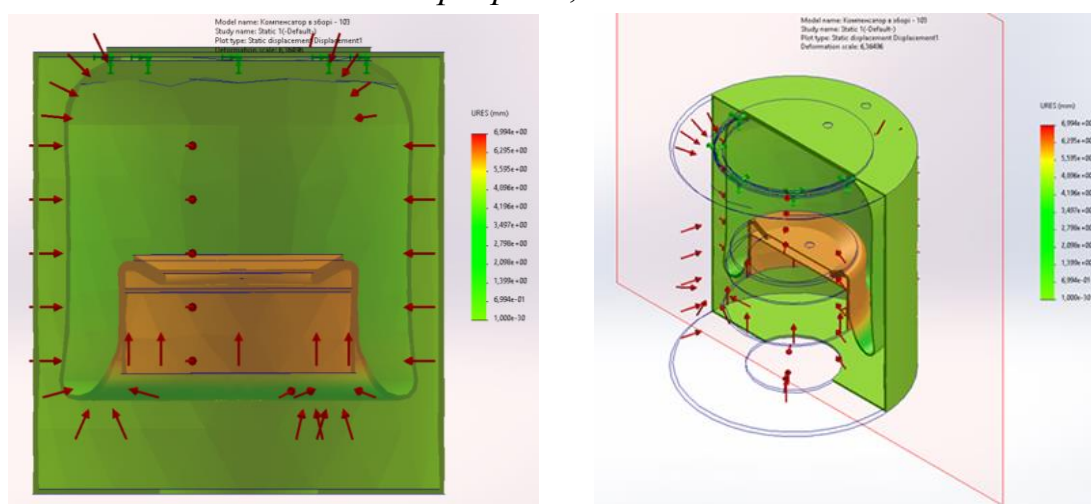


Рисунок 4 – Початкові умови тиску подачі розчину в комбінованому компенсаторі при $p = 1,2$ МПа

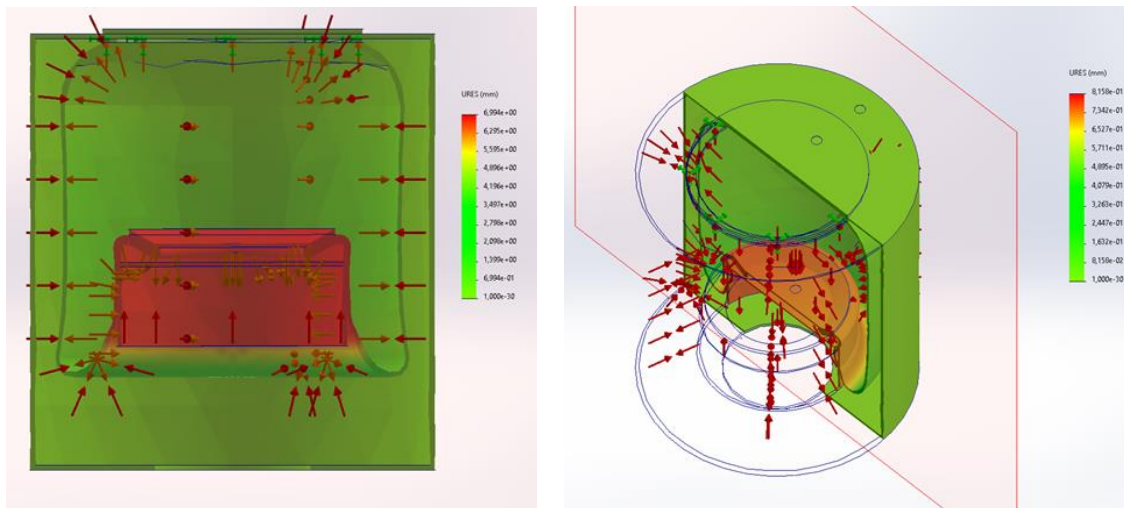


Рисунок 5 – Початкові умови тиску подачі розчину в комбінованому компенсаторі при $p = 2,0$ МПа

Результати моделювання процесу акумулювання структурованого розчину вказують на те, що при низьких тисках подачі $p = 0,4$ МПа рис. 3 акумулює тільки вільна камера компенсатора, причому зміна об'єму вільної камери зменшується пропорційно зростанню тиску подачі. Для збільшення компенсаційного об'єму в даному випадку передбачено кран підкачки повітря за для забезпечення збільшення акумулюючого об'єму вільної камери $V_{в.к.}$ в діапазоні тисків $p = 0,4 \dots 0,7$ МПа.

При зростанні тиску подачі $p = 1,2$ МПа з рис. 4 відбувається акумулювання структурованого розчину обома камерами вільною і замкненою. При чому замкнена камера маючи початковий тиск $p = 0,2$ МПа здійснює акумулювання розчину при тиску вище $p = 0,2$ МПа, зменшуючись в об'ємі. Але зміна об'єму не прямо пропорційна зростанню тиску подачі, а дещо менше за рахунок внутрішнього зростання тиску в самій замкненій камері, а також опору матеріалу оболонки камери.

При зростанні тиску подачі $p = 2,0$ МПа з рис. 5 видно, що вплив тиску сконцентровується в нижній частині замкненої камери (обмежувального буфера), яка деформуючись змінює своє вертикальне положення. Також варто зазначити, що при таких умовах акумулювання бокові стінки замкненої камери практично не змінили своєї форми. Це пояснюється зростаючою деформацією нижньої поверхні замкненої камери через прямий потік розчину (структурованого в'язкопластичного середовища), що на фоні зростання тиску, як зовнішнього у вільній камері, так і внутрішнього у замкненій камері частково деформує бокову поверхню назовні. Тому акумулюючий вплив на розчин відбувається за рахунок витиснення розчину в нагнітальний тракт під час такту всмоктування і падінні рівня тиску подачі в першу чергу нижньою поверхнею замкненої камери і частково бокової.

Література

1. Шаповал М.В. Аналіз конструкції гідроприводного розчинонасоса з різними комбінованими компенсаторами / М.В. Шаповал, В.Г. Михайлик, А.І. Криворот // *Технічні науки та технології*. – 2025. – № 1 (39). – С. 98-108. [https://doi.org/0.25140/2411-5363-2025-1\(39\)-98-108](https://doi.org/0.25140/2411-5363-2025-1(39)-98-108).

2. Шаповал М.В. Доцільність використання нових конструкцій комбінованих компенсаторів для зиження пульсацій тиску у поршневих розчинонасосах одинарної дії / М.В. Шаповал, Р.Ю. Сальніков, В.Г. Михайлик // «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки» зб. наук. пр. VII Всеукр. наук.-техн. конф., 25 квітня 2024 р. – Полтава: Нац. ун-т ім. Ю. Кондратюка, 2024. – С. 47–52.

УДК 621.873:624.042

О. І. Іваненко, к.т.н., доцент

З. Р. Мусаєв, асистент

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ДОСЛІДЖЕННЯ СТІЙКОСТІ БАШТОВИХ КРАНІВ З УРАХУВАННЯМ РОЗПОДІЛУ НАВАНТАЖЕНЬ НА ОПОРИ

Розвиток і подальше удосконалення вітчизняних баштових кранів в наш час неможливе без ретельного дослідження навантажень, діючих на кран, обґрунтування конструкцій опор баштових кранів за різних умов роботи, без вивчення фактичних режимів використання кранів у будівництві, без розробки прогресивних методів розрахунку стійкості, розрахунку навантажень на опори, що виникають у основі крана при довільних положеннях стріли, вильоті й вантажу на гаку. Виконання цих умов розвитку баштових кранів має велике практичне значення, адже забезпечення безпеки при їх експлуатації завжди залишається актуальною проблемою.

Аналіз конструкцій, способів установки і умов експлуатації баштових кранів та методик розрахунку їх стійкості показує, що останнім часом виникає необхідність в установці таких вантажопідйомних кранів, які б забезпечували навантажувально-розвантажувальні роботи в умовах обмежених майданчиків. При цьому виникає питання, у якому важливим чинником становиться стійкість кранів при різних умовах роботи та різних вітрових навантаженнях [1]. У цьому випадку на перший план виходить правильний вибір опорного контуру, для чого дуже важливим є визначення навантажень на опорні елементи та розробка конструкції самих опорних елементів.

Метою дослідження є підвищення безпеки експлуатації баштових кранів на основі обґрунтування навантажень та конструкції опорного контуру з урахуванням умов роботи, а предметом дослідження – процес навантаження і визначення розподіл навантажень між опорними елементами будівельного баштового крану.

Під час досліджень було проведено: аналіз конструкцій, засобів установки

баштових кранів з урахуванням можливих навантажень на кран та опори за різних умов роботи; складено структурну схему та розроблено математичну модель процесу взаємодії опорних елементів крану з ґрунтом для визначення навантажень на опорну частину кранів; розроблено методику розрахунку навантаження опорних елементів баштових кранів з урахуванням лінійних розмірів машини і просторового характеру дії навантажень, а також проведені теоретичні дослідження на основі розробленої математичної моделі по визначенню навантажень на кожному із опор крана при різних положеннях стріли і вантажу, установлені можливі максимальні навантаження, що виникають у процесі роботи крану на кожному із опор.

Питання стійкості баштових кранів досить повно розглянуті в роботах Вайнсона А.А., Невзорова Л.О., де представлені основні способи визначення коефіцієнтів стійкості при різних умовах роботи [2]. Ураховуючи приведені методики в цій роботі передбачається розробка методики на основі структурування та накопичення навантаження на опорну частину крану та на кожному з опор.

На основі аналізу довідкових даних була складена структурна схема та розроблена математична модель, яка враховує можливі навантаження на кран, різні умови обпирання, жорсткість опорної площини. Структурна схема дає змогу розглянути взаємодію складових елементів крану та розробити математичну модель для розрахунків навантажень на опорні елементи машини.

Розроблена програма розрахунку дозволяє простежити вплив різних факторів на завантаженість опорних точок з обліком просторового характеру навантаження машини і застосування розробленої математичної моделі.

Розроблений алгоритм розрахунку навантажень на опори крану на основі математичної моделі дозволяє провести розрахунковий експеримент, визначити величину і характер зміни навантажень на опори крану за різних умов роботи: при різних вантажах та змінних вильотах, вітрових навантаженнях.

Установлено, що навантаження опорних елементів крану носить коливальний характер. Навантаження, виникаючі в опорах крану, змінюються у широких межах в залежності від положення елементів крану. Деякі опорні точки мають як позитивне, так і негативне навантаження при повороті крану. Коливання навантажень на ці точки мають амплітуду близько 200 кН.

Для дослідження навантажень на опорні елементи крану за розробленою методикою при різних режимах роботи була розроблена програма у пакеті Maple, де в якості моделі для досліджень було взято баштовий кран КБ-100. Усі подальші теоретичні і експериментальні дослідження виконувались на цій моделі крану.

Для порівняння вказаних досліджень також було проведено комп'ютерне моделювання визначення і розподілу навантажень на опори, яке показало коливання розбіжності дослідження математичної та комп'ютерної моделі в межах 5%, що дозволяє вважати математичну модель адекватною.

Література

1. Єрмакова С.О., Крупко В.Г. Основні шляхи підвищення безпеки і надійності експлуатації стрілових кранів. Вісник ХНАДУ. – 2014. – Вип. 65-66. – с. 189 – 192.

2. Іваненко О.І., Крупко І.В., Єрмакова С.О. Теоретичні дослідження стійкості баштового крана з урахуванням розподілу навантажень на опори. Підйомно-транспортна техніка. – 2020. – №3(64). – С. 81–95.

УДК 621.873:624.042

О. І. Іваненко, к.т.н., доцент

З. Р. Мусаєв, асистент

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ДОСЛІДЖЕННЯ СТРУКТУРНОЇ СТІЙКОСТІ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ КРАНІВ ПРИ ДІЇ ІНТЕНСИВНОГО ВІТРУ

Відомо, що навіть при невеликому вітрі робочого стану можливий угін мостових, порталних, козлових, баштових і інших кранів, які працюють на відкритому повітрі. Так кран, загальмований механічними гальмами, може привести в рух вітер зі швидкістю 20...25 м/с.

Особливо це актуально для вантажопідйомних кранів з високо розташованим центром мас, для яких необхідне проведення аналізу з метою виявлення умов забезпечення стійкості від перекидання.

Тут необхідно визначити параметри системи, при яких відбувається її якісні зміни (втрата стійкості крана, що призводить до виникнення аварійного режиму руху – падіння крану).

Більш повні дослідження можливі за допомоги теорії катастроф, основні положення якої були розроблені на рубежі 1970р. у роботах Р. Тома.

Предметом теорії катастроф є стан рівноваги $\psi_i(C_\alpha)$ потенційної функції $V(\psi_i, C_\alpha)$ змінні при зміні параметрів, що управляють C_α [1]. При цьому катастрофами називаються стрибкоподібні зміни, що виникають у вигляді раптової відповіді системи на плавну зміну зовнішніх умов.

Завдання зводиться, в цій постановці, до дослідження структурної стійкості з однією з моделей Тома, отримуваній при канонічному розкладанні потенційної функції в неморсовській критичній точці:

$$V = Cat(l, k) + \sum_{j=l+1}^n \lambda_j(c) \cdot y_i^2 \quad (1)$$

де $Cat(l, k)$ – функція катастрофи, яка є функцією змінних l (стану) і k (керівників) параметрів;

$\lambda_j(c)$ – власні значення матриці стійкості;

y_i – містить незалежні початкові і перетворені змінні;

n – число незалежних змінних;

c – керуючий параметр.

Функція катастроф, що визначається з (1) має вигляд суми:

$$Cat(l, k) = CG(l) + Pert(l, k), \quad (2)$$

де $CG(l)$ – паросток катастрофи;

$Pert(l, k)$ – обурення катастрофи.

У даному випадку функція залежить від двох параметрів крану (бази крану і висоти розташування його центру мас) [2], які керують, приводяться до канонічної форми з функцією катастрофи типу АЗ (складка) (рис. 1).

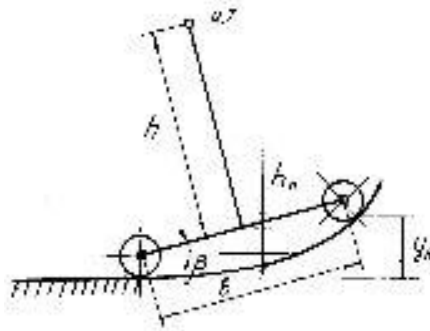


Рисунок 1 – Схема для визначення стійкості крана від перекидання

Після перетворення і розрахунків на прикладі козлового крану ККС-10 отримуємо швидкість наїзду крану на тупикові упори при дії вітру, тобто при швидкості наїзду $V \geq 5,6$ м/с кран може втратити стійкість.

Література

1. Novak L., Petrovic D. Catastrophe Theory Application in Structural Stability Analysis of Lifting Machines. *International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research*. – 2018. – Vol. 7(4). – P. 401–408.
2. Brkić A., Kovačević M. Numerical Investigation of Crane Stability under Lateral Wind Action. *Tehnički vjesnik*. – 2020. – Vol. 27(5). – P. 1482–1489.

УДК 629.341

Л. В. Разарьонов, к.т.н., доцент

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

АНАЛІЗ МОБІЛЬНИХ МАШИН ДЛЯ ОБСЛУГОВУВАННЯ ТА РЕМОНТУ БДМ І ВИБІР МЕТОДА ПО ФОРМУВАНЮ ЇХ СКЛАДУ

Для обслуговування будівельних і дорожніх машин застосовуються пересувні ремонтні майстерні, які забезпечують виконання до 70% обсягів робіт з технічного обслуговування та до 30% — з поточного ремонту безпосередньо на місцях експлуатації техніки.

Пересувними ремонтними майстернями виконуються такі види робіт: діагностика машин; прибирально-очисні роботи; мастильно-заправні операції; обслуговування і ремонт системи живлення двигунів внутрішнього згорання,

гідравлічного та електрообладнання; обслуговування і ремонт ходової частини машин і силової передачі; виконання газо- та електрозварювальних робіт.

Вибір складу ремонтно-технологічного обладнання пересувних майстерень доцільно здійснювати на основі представлення зразків інженерної техніки у вигляді інтегральних гіпотетичних об'єктів ремонту. Визначальним фактором узагальнення техніки при технічному обслуговуванні та ремонті є базова машина. Залежно від її типу рекомендується виділяти такі групи:

- техніка на автомобільній базі;
- техніка на спеціальних шасі;
- техніка на бронетанковій базі.

Важкі шасі підвищеної прохідності 6×6 (КрАЗ, MAN) використовуються для виконання капітального ремонту в польових умовах і роботи на об'єктах дорожньої інфраструктури (кар'єри, нове дорожнє будівництво). Їх значна вантажопідйомність дозволяє розміщувати стаціонарні верстати, потужні генератори та маніпулятори для монтажу важких вузлів.

Середньотоннажні шасі підвищеної прохідності 4x4 (Renault Trucks, MAN TGL, ALURA, FOTON, HOWO) є оптимальними для виконання технічного обслуговування та оперативного ремонту в межах діючих об'єктів.

Малотоннажні фургони (типу Mercedes Sprinter, Iveco Daily, Renault Master або Ford F-550) застосовуються як мобільні сервісні одиниці для діагностики та обслуговування, характеризуються високою мобільністю та економічністю.

При формуванні складу пересувних майстерень доцільно застосовувати модульний принцип побудови кузова-кунга, що дозволяє оперативно змінювати склад обладнання залежно від логістичних умов або сезонних факторів без переривання технологічного процесу.

Формування складу пересувних ремонтних майстерень повинно базуватися на системному врахуванні експлуатаційних, технологічних і організаційних факторів. До основних із них належать структура парку машин, інтенсивність їх використання, умови експлуатації, а також вимоги до оперативності відновлення працездатності техніки.

У межах запропонованого підходу доцільно застосовувати методи агрегування показників надійності, ремонтпридатності та трудомісткості технічного обслуговування. Це дозволяє перейти від аналізу окремих машин до узагальнених груп із типовими відмовами та ремонтними операціями, а також формалізувати вимоги до складу обладнання.

Оптимальне формування складу майстерень досягається шляхом застосування оптимізаційних методів, спрямованих на мінімізацію сукупних витрат на технічне обслуговування і ремонт при заданому рівні технічної готовності машин. При цьому враховуються обмеження за масою і габаритами обладнання, можливостями базового шасі, енергетичними ресурсами, наявністю підйомного обладнання та чисельністю персоналу.

Практична реалізація передбачає використання економіко-математичних моделей, зокрема елементів теорії масового обслуговування та теорії надійності, що дозволяє оцінювати завантаженість обладнання, виявляти «вузькі місця» та обґрунтовувати склад майстерні.

Модульний принцип побудови забезпечує гнучкість конфігурації пересувних майстерень та можливість адаптації до конкретних умов експлуатації. Зокрема, при переважанні техніки зі складними гідравлічними системами доцільно посилювати гідравлічний модуль, тоді як для техніки з високим рівнем електроніки — електротехнічний.

Запропонований підхід до формування складу пересувних ремонтних майстерень, заснований на інтегральному представленні об'єктів ремонту та використанні оптимізаційних моделей, забезпечує підвищення ефективності технічного обслуговування і ремонту будівельних та дорожніх машин, скорочення простоїв техніки та раціональне використання ресурсів.

Література

1. Кузенко Л.М. Дорожньо-будівельні машини. Навчальний посібник /Л.М Кузенко, З. З. Вантук, Д. В.Кузенко, Я.Й. Панюра - Видавничий дім «Кондор»: 2021. - 236 с.

2. ALURA Mobile Workshop Truck. <https://aluratrailer.com>

УДК 621.65:666.972.53:531.3

Р. Ю. Рудик, аспірант

Р. Ю. Сальников, аспірант

В. В. Вірченко, к.т.н., доцент

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

ОЦІНЮВАННЯ ТРИВАЛОСТІ ЗМІШУВАННЯ БЕТОННИХ СУМІШЕЙ ПРИ ОСЦИЛЯЦІЙНОМУ РУХІ БАРАБАНА

У сучасних умовах будівельного виробництва важливого значення набуває застосування мобільних змішувальних установок, здатних забезпечувати приготування бетонних сумішей безпосередньо на будівельному майданчику. Ефективність роботи таких установок значною мірою визначається тривалістю технологічного циклу змішування, яка залежить від кінематичних параметрів руху робочого органа та характеру переміщення компонентів суміші в робочому об'ємі барабана. Одним із перспективних напрямків скорочення тривалості змішування є використання осциляційного руху барабана, що забезпечує додаткове переміщення частинок матеріалу та більш рівномірний розподіл компонентів суміші [1].

Особливістю осциляційного руху є періодична зміна кута нахилу барабана відносно горизонтальної осі, внаслідок чого формується складніша траєкторія переміщення частинок бетонної суміші порівняно з традиційним обертальним режимом, що сприяє активізації взаємного переміщення компонентів матеріалу та залученню до руху додаткових об'ємів суміші, які в умовах звичайного обертання залишаються малорухомими [2].

Для оцінювання тривалості змішування бетонних сумішей було проведено експериментальні дослідження на дослідному зразку бетонозмішувача з

осциляційним рухом барабана. У ході досліджень змінювалися частота обертання барабана, амплітуда його кутових відхилень та тривалість перемішування суміші [3]. Критерієм завершення процесу змішування приймався момент досягнення рівномірного розподілу компонентів суміші в робочому об'ємі змішувача.

Аналіз результатів експериментальних досліджень показав, що застосування осциляційного руху барабана забезпечує скорочення тривалості змішування бетонної суміші порівняно з традиційним режимом роботи змішувача. Це пояснюється тим, що періодична зміна положення барабана створює додаткову складову переміщення матеріалу в поздовжньому напрямку, що сприяє більш інтенсивному перерозподілу компонентів суміші в робочому об'ємі.

Встановлено, що збільшення амплітуди осциляційного відхилення барабана в раціональному діапазоні значень супроводжується скороченням часу досягнення необхідного ступеня однорідності бетонної суміші без суттєвого підвищення навантаження на привід змішувача. Це пояснюється тим, що періодична зміна положення барабана забезпечує переміщення матеріалу по всьому робочому об'єму та зменшує кількість малорухомих зон, унаслідок чого прискорюється процес перемішування компонентів суміші.

Отже, результати проведених досліджень показали, що застосування осциляційного руху барабана забезпечує скорочення тривалості змішування бетонних сумішей без збільшення навантаження на привід змішувача. Це створює передумови для підвищення ефективності роботи бетонозмішувачів мобільного типу в умовах будівельного майданчика.

Література

1. Rudyk, R., Salnikov, R. (2024). *Analysis of the mixer geometry and rheology impact on concrete mixture mixing efficiency. Construction Engineering, Vol. 41, pp. 77–84.* <https://doi.org/10.32347/tb.2024-41.0409>
2. Rudyk R. Y., Virchenko V. V., Salnikov R. Y., Kuzub Y. O. *Mathematical modeling of the working body's oscillatory motion in a concrete mixer // Journal of Engineering Sciences. 2025. Vol. 12, no. 2. P. D45–D54. DOI: https://doi.org/10.21272/jes.2025.12(2).d4*
4. Оптимізація енерговитрат бетонозмішувача за допомогою аналізу часового розподілу змішування / Р.Ю. Рудик, В.В. Вірченко, Р.Ю. Сальніков, Ю.О. Кузуб // Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки : матеріали VIII Всеукр. наук.-техн. конф. (24 квіт. 2025 р., м. Полтава). – Полтава : Нац. ун-т ім. Юрія Кондратюка, 2025. – С. 106–107. <https://reposit.nupp.edu.ua/item/17060>

ВИВЧЕННЯ ВПЛИВУ КОМПЕНСУЮЧОГО ОБ'ЄМУ ПОВІТРЯ КОМПЕНСАТОРІВ НА ОБ'ЄМНИЙ ККД

Метою експериментальних досліджень є встановлення раціонального приведенного об'єму компенсатора розчинонасоса для досягнення високого рівня об'ємного ККД розчинонасоса при помірних пульсаціях тиску подачі розчину.

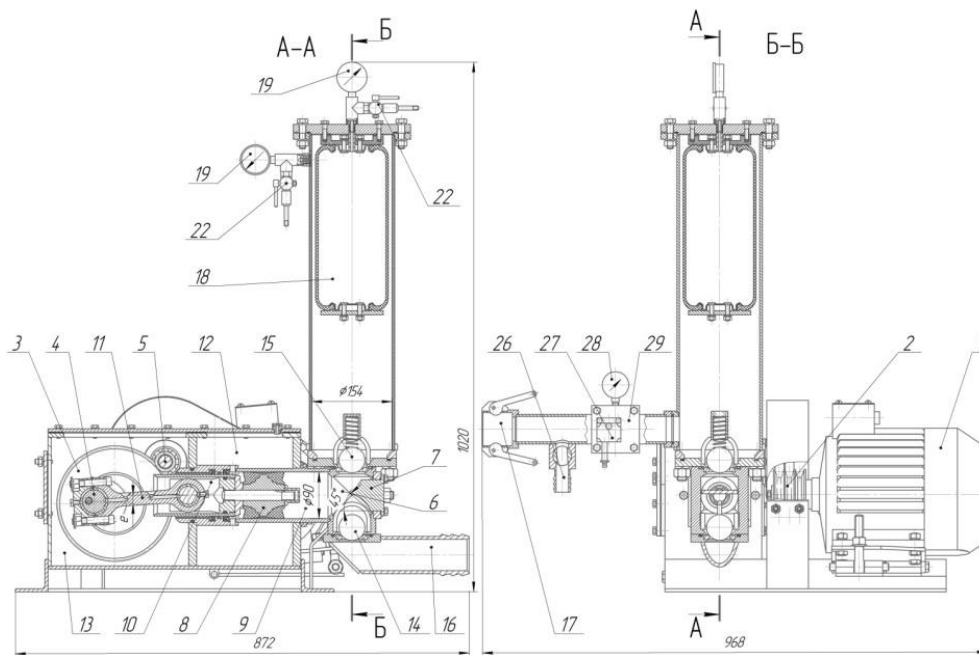


Рисунок 1 – Розчинонасос з комбінованим компенсатором №2

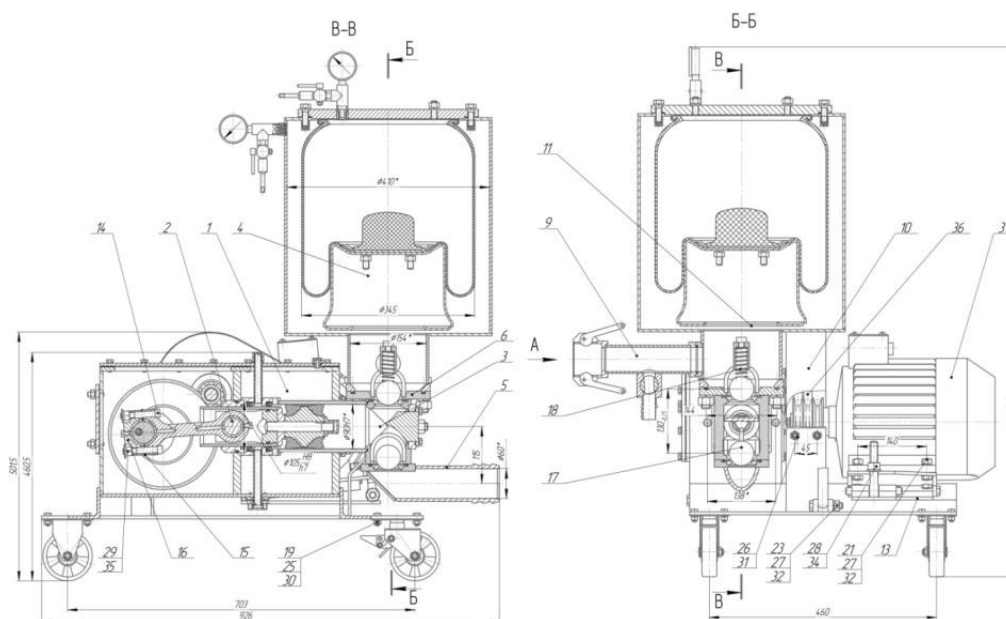


Рисунок – 2 Розчинонасос з комбінованим компенсатором №3

Таблиця 1 – Значення об'ємного ККД розчинонасоса залежно від об'єму компенсатора та рухомості розчину

Рухомість розчину	Об'ємний ККД розчинонасоса залежно від приведеного об'єму у компенсаторі та рухомості розчину				
Розчинонасос з комбінованим компенсатором №2					
Обєм компенсатора	$V_{\text{комп}} = 13, \text{ дм}^3$	$V_{\text{комп}} = 17, \text{ дм}^3$	$V_{\text{комп}} = 25, \text{ дм}^3$	$V_{\text{комп}} = 30, \text{ дм}^3$	$V_{\text{комп}} = 38, \text{ дм}^3$
П 8	48	54,4	58,3	69,6	74,8
П 8,5	61,6	68,6	75,1	86	88,8
П 9	78	84,3	88,7	92,8	95
П 10	88,3	92,2	95,5	97,7	98,3
П 11	91,5	94,5	96,8	98,1	98,7
П 12	94	95,6	98	98,8	99,2
Розчинонасос з комбінованим компенсатором №3					
Обєм компенсатора	$V_{\text{комп}} = 41, \text{ дм}^3$	$V_{\text{комп}} = 47, \text{ дм}^3$	$V_{\text{комп}} = 55, \text{ дм}^3$	$V_{\text{комп}} = 65, \text{ дм}^3$	$V_{\text{комп}} = 75, \text{ дм}^3$
П 8	59,8	64,4	69,3	76,2	81
П 8,5	68,9	76,4	84,7	88,1	89,8
П 9	83,2	87,3	91,4	93,9	95,3
П 10	90,1	93,2	95,8	97,2	98,4
П 11	91,8	94,7	96,6	97,8	98,9
П 12	93,2	95,8	97,8	98,4	99,6

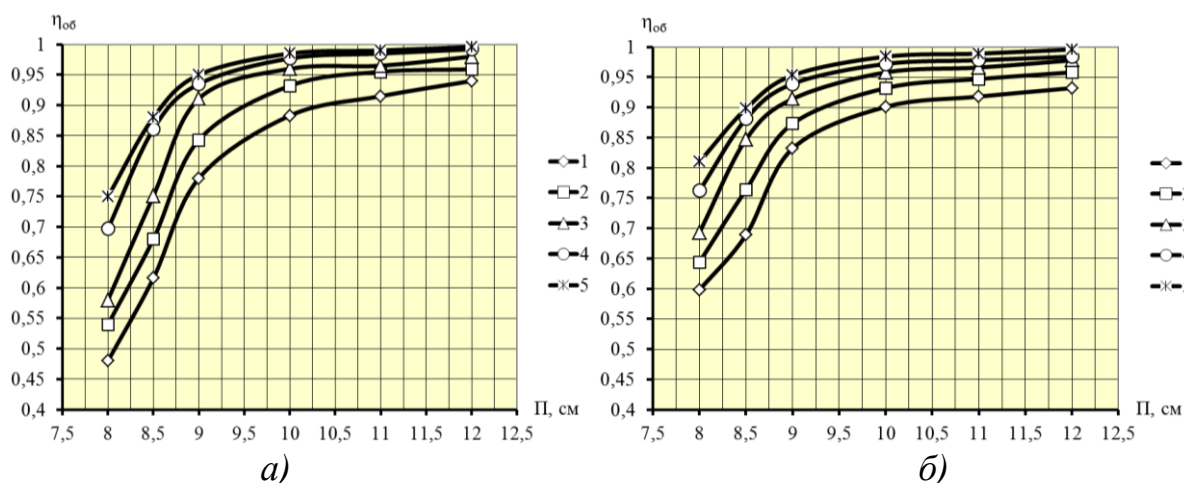


Рисунок 3 – Графічні залежності об'ємного ККД розчинонасоса від рухомості перекачуваного розчину при різних приведених об'ємах компенсаторів :

а) для компенсатора №2 1 – $V_{\text{комп}} = 13 \text{ дм}^3$; 2 – $V_{\text{комп}} = 17 \text{ дм}^3$; 3 – $V_{\text{комп}} = 25 \text{ дм}^3$; 4 – $V_{\text{комп}} = 30 \text{ дм}^3$; 5 – $V_{\text{комп}} = 38, \text{ дм}^3$ б) для компенсатора №3 1 – $V_{\text{комп}} = 41 \text{ дм}^3$; 2 – $V_{\text{комп}} = 47 \text{ дм}^3$; 3 – $V_{\text{комп}} = 55 \text{ дм}^3$; 4 – $V_{\text{комп}} = 65 \text{ дм}^3$; 5 – $V_{\text{комп}} = 75 \text{ дм}^3$

Експериментальні дослідження вказують на те, що об'ємний ККД розчинонасоса напряму залежить від рухомості розчину. Зростання об'ємного ККД розчинонасоса зумовлене раціональними параметрами всмоктувального та нагнітального клапанів, а також всмоктувальної камери об'єм шкідливого об'єму якої зменшено до мінімуму за рахунок спеціальної вставки з хордою профілю 45° .

Під час експериментальних досліджень здійснювалося варіювання приведеними об'ємами комбінованими компенсаторами №2, №3 [1, 2] (табл. 1,

рис. 3).

Дослідження показали, що об'ємний ККД розчинонасоса з комбінованим компенсатором №2 (рис. 3, а крива 1,) значно нижче ніж у розчинонасоса з комбінованим компенсатором №3 (рис. 3, б крива 1,), що пояснюється значною різницею у приведеному компенсаційному об'ємі компенсатора на 28 дм³. Це також можна пояснити конструктивними особливостями компенсаторів у яких площа контакту замкненої камери з перекачуваним середовищем у компенсатора №2 значно менше, що тим самим зменшує його компенсуючу дію. Також спостерігається низький рівень об'ємний ККД розчинонасоса на рухомостях $\Pi=8-9$ см, що пояснюється зростаючою амплітудою між мінімальним тиском P_{min} і максимальним тиском P_{max} . Також менша інерційність і текучість розчинів суттєво впливає на компенсаційну дію компенсуючих пристроїв та збільшеними зворотними витоками через клапани.

Також зменшення "шкідливого" об'єму усмоктувальної камери завдяки встановленню спеціальної вставки, та направелене спрямування потоку розчину за рахунок її форми на верхню поверхню всмоктувального клапана, що призвело до більш швидкого спрацювання на закриття та зменшення зворотних витоків в такті нагнітання розчину забезпечило зростання об'ємного ККД розчинонасоса та об'єм компенсатора на рівні 60 дм³.

Рациональною схемою усмоктувальної камери розчинонасоса є підпружинення нагнітального клапану і встановлення в робочу камеру спеціальної вставки.

Література

1. Шаповал М.В. Вплив конструктивних рішень компенсаторів на енергоефективність роботи розчинонасоса / М.В. Шаповал, В.В. Вірченко, А.І. Криворот, М.О. Скорик // Автоматика, комп'ютерно-інтегровані технології та проблеми енергоефективності в промисловості і сільському господарстві (АКІТ-2022): матеріали міжнар. наук.-техн. конф. – Кропивницький : Ексклюзив-Систем, 2022. – С. 101–103.
<http://reposit.nupp.edu.ua/handle/PolNTU/11056>

2. Шаповал М.В., Аналіз роботи розчинонасоса різних конструктивних рішень / М.В. Шаповал, В.В. Вірченко, А.І. Криворот, М.О. Скорик // Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем (КЗЯТПС – 2021) : матеріали тез доповідей XI Міжнародної науково-практичної конференції (м. Чернігів, 26–27 травня 2021 р.) : у 2 т. / Національний університет «Чернігівська політехніка» [та ін.] ; відп. за вип.: Єрошенко Андрій Михайлович [та ін.]. – Чернігів : НУ «Чернігівська політехніка», 2021. – Т. 1. С. 79–82.
<http://reposit.nupp.edu.ua/handle/PolNTU/9319>

РОЗРОБЛЕННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ НАВІСНОГО ГІДРОУДАРНОГО ОБЛАДНАННЯ

Постійно збільшуються об'єми земляних робіт у будівництві, що виконуються шляхом руйнування середовищ навісним гідроударним обладнанням і набуло широкого застосовуються на одноківшевих екскаваторах, які постійно удосконалюються шляхом прийняття та впровадження нових конструктивних технічних рішень, але на сьогодні відсутній системний аналіз шляхів їх удосконалення [1].

Загальними тенденціями розвитку конструкції одноківшевих екскаваторів є: створення нового типу – екскаваторів із набором швидкоз'ємних робочих органів для комплексної механізації робіт у будівництві; підвищення питомої потужності при порівняно невеликому збільшенні маси; застосування більш міцних матеріалів, захисних обладнань; зниження трудомісткості технічного обслуговування; поліпшення умов праці за рахунок зниження трудомісткості керування машиною, зменшення шуму, вібрацій, загазованості, запиленості; створення важких екскаваторів на базі спарених платформ; розширення номенклатури екскаваторного устаткування; використання автоматичних (дистанційних) систем керування робочими органами; удосконалення систем керування і створення комфортних умов для машиніста; упровадження мікропроцесорної техніки, у тому числі пристроїв відображення інформації [2,3].

Для вирішення загальної проблеми необхідно проаналізувати основні напрямки удосконалення сучасних одноківшевих гідравлічних екскаваторів.

Мета наукової роботи полягає в огляді та системному аналізі шляхів удосконалення одноківшевих екскаваторів у сучасних умовах включаючи їх роботу з гідроударними пристроями типу гідромолотів.

Гідромолот ідеально підходить до одноківшевого гідравлічного екскаватора за обсягом гідравлічного потоку, тиску і робочої потужності, забезпечуючи максимальну ефективність під час подрібнення бетону і проведення демонтажних робіт, а також ліквідації завалів при техногенних катастрофах і воєнних руйнуваннях. Але при роботі гідромолота виникають значні додаткові вібраційні навантаження, які передаються на конструкції екскаватора, а також на машиніста. Тому нами вибраний напрямок на розроблення і дослідження пристроїв зменшуючи ці навантаження.

Підводячи підсумки можна відзначити, що в конструкціях сучасних екскаваторів, використовується практично один набір ергономічних концепцій і технічних рішень з вельми високою якістю їх реалізації. Також можна зазначити що постійно йде пошук нових технічних рішень по удосконаленню

одноківшевих екскаваторів з метою підвищення їх продуктивності і надійності. Провідні виробники комплектують одноківшеві екскаватори різними допоміжним обладнанням, яке можна змінити за короткий період без виходу із кабіни. Перспективними є покращення робочого обладнання, автоматизація систем контролю і керування, застосування супутникових технологій для мінімізації роботи оператора [3].

Література

1. Повідайло В.О. *Вібраційні процеси та обладнання* / В.О. Повідайло: Навч. посібник. – Львів: Вид-во Нац. ун-ту «Львівська політехніка», 2004. – 261 с.
2. Kaplan, D. *Understanding Nonlinear Dynamics* / D. Kaplan, L. Glass. – New York: Springer-Verlag, 2015. – 420 p.
3. Gavrilin A. N., Moyzer B.B., Cerkasov A.I. // *Applied Mechanics and Materials: Scientific Journal*. – 2015.– Vol. 756: *Mechanical Engineering, Automation and Control Systems (MEACS 2014)*. – [P. 35 - 40].

УДК 62–752.6

В. Є. Лютенко, к.т.н., с.н.с.

Д. А. Стукалов, студент

М. В. Салашний, студент

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

РОЗРОБЛЕННЯ ВІБРОЗАХИСНОЇ СИСТЕМИ ДЛЯ ОБРОБЛЕННЯ ДЕТАЛЕЙ ТИПУ ТІЛ ОБЕРТАННЯ

Залишаються бути актуальними питаннями в машинобудуванні темпи зростання продуктивності праці, підвищення точності механічної обробки деталей, покращення якості поверхонь, що обробляються, які пов'язані із удосконаленням вібраційної стійкості обладнання.

Вібраційні навантаження не дають значно збільшувати режими різання при виготовленні деталей, погіршують шорсткість оброблюваних поверхонь, створюють наклеп верхніх шарів, знижують точність обробки і стійкість ріжучого інструменту. Виникнення коливань обумовлено зміною режимів різання, зовнішніми силами і зміною параметрів пружної системи верстат-приспособлення-інструмент-деталь (ВПІД).

Із значної кількості машинобудівного устаткування найбільш поширеними є верстати для оброблювання тіл обертання, токарної і кругло-шліфувальної групи (більш ніж 40%). Тому значне підвищення точності і продуктивності токарної обробки нежорстких деталей типу тіл обертання є актуальним напрямом в машинобудуванні, а створення нових способів захисту від вібрацій являється однією із найбільш важких науково-технічних задач [1,2].

В машинобудуванні відомі різні методи і способи зниження вібраційного навантаження. До них можна віднести: балансування і зрівноваження машин,

зміна жорсткісних, демпфуючих і інерційних параметрів обладнання. Для перелічених способів характерна для кожного раціональна область застосування. Віброгасники мають особливе призначення, так як вони можуть бути використані не тільки при проектуванні і створенні конструкції, а і при експлуатації для покращення незадовільних динамічних якостей обладнання, котрі виявлені при впровадженні в виробництво. Перевага віброгасників також полягає в тому, що при значно малих затратах на їх створення і експлуатацію вони дають можливість отримати бажаний ефект зниження рівня вібрацій.

При роботі віброгасник формує силові дії, котрі передаються на об'єкт. Зміна вібраційного стану об'єкта при приєднанні динамічного гасника здійснюється як шляхом перерозподілу коливальної енергії від гасника до об'єкта, так і при допомозі розсіювання коливань. Перший спосіб здійснюється налагодженням пружно-інерційних властивостей системи об'єкт-гасник на резонансну частоту. Другий спосіб оснований на підвищенні дисипативних властивостей системи шляхом приєднання до об'єкта додаткових спеціальних демпфуючих елементів. В такому випадку говорять про динамічний гасник з тертям.

В основу динамічних гасників положено використання пасивних елементів (мас, пружин, демпферів) і активних, котрі мають власні джерела енергії.

Для зниження вібрацій, що виникають при обробці тіл обертання, нами було спроектовано і досліджено віброгасник.

Відомі три категорій віброгасників. До них відносяться: віброгасники ударного типу; тертя; динамічні. Також існують технологічні і конструктивні методи підвищення вібростійкості верстатів.

Технологічні методи реалізуються шляхом оптимального розташування зон різання, оптимізації режимів різання.

Конструктивні методи реалізуються наступним чином:

- створенням більш жорстких конструкцій;
- підвищенням точності верстатів;
- балансуванням обертаючих систем;
- використанням різних гасників з розсіюванням енергії коливань.

Найбільш універсальним являється метод віброгашення вібрацій металорізальних верстатів з використанням гасників коливань, так як він не вимагає втручання в систему верстата і при можливості може віброгасник підстроюватися під різні типи верстатів.

На сьогоднішній момент не існує найбільш універсального, що широко використовується, віброгасячого пристрою, який би підходив до більшості груп верстатів, і тим більше до всіх.

Дана робота і направлена на вирішення, з використанням застосунку MathCAD, питань створення віброгасника, як основного елемента віброзахисної системи, який відповідав би вище переліченим вимогам.

Метою цієї роботи є створення адекватної фізичному процесу математичної моделі віброгасника.

Література.

1. Повідайло В.О. Вібраційні процеси та обладнання / В.О. Повідайло: Навч. посібник. – Львів: Вид-во Нац. ун-ту «Львівська політехніка», 2004. – 261 с.
2. Kaplan, D. *Understanding Nonlinear Dynamics* / D. Kaplan, L. Glass. – New York: Springer-Verlag, 2015. – 420 p.

УДК 621.926:674.816

*О. В. Орисенко, к.т.н., доцент
М. М. Нестеренко, к.т.н., доцент
А. О. Клименко, аспірант*

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

АНАЛІТИЧНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЦЕСУ ПОДРІБНЕННЯ ДЕРЕВИНИ В ДИСКОВИХ РУБАЛЬНИХ МАШИНАХ

У технологічному процесі виготовлення арболіту одним із найголовніших факторів є якість деревного заповнювача, зокрема геометричні параметри щепи. Отримання щепи заданих розмірів і форми безпосередньо залежить від конструктивних параметрів подрібнювального обладнання та режимів його роботи. У зв'язку з цим розроблення математичних моделей процесу подрібнення деревини в рубальних машинах дискового типу, які дозволяють обґрунтувати раціональні режими роботи та параметри обладнання є актуальним.

Процес подрібнення в дисковій рубальній машині розглядається як періодичне різання деревини ножами, закріпленими на обертовому диску. У межах запропонованої моделі товщина щепи h визначається подачею матеріалу на один ніж

$$h = \frac{v_n}{z \cdot n}, \quad (1)$$

де v_n – швидкість подачі матеріалу;

z – кількість ножів;

n – частота обертання диска.

Згідно до цієї математичної залежності встановлено, що зі збільшенням швидкості подачі товщина щепи зростає, тоді як підвищення частоти обертання або кількості ножів сприяє її зменшенню.

Довжина щепи визначається кінематикою процесу різання та кутом встановлення ножа

$$l = \frac{v_n}{n \cdot \sin \alpha}, \quad (2)$$

де α – кут різання.

Таким чином, геометричні параметри робочого органу мають суттєвий вплив на фракційний склад матеріалу.

Силові характеристики процесу описуються залежністю сили різання

$$F = \tau \cdot b \cdot h, \quad (3)$$

де τ – опір деревини зсуву;

b – ширина зрізу.

Це дозволяє оцінити енергетичні витрати процесу, які визначаються як

$$P = F \cdot v_p, \quad (4)$$

де v_p – швидкість різання, яка в свою чергу визначається за формулою

$$v_p = \pi \cdot D \cdot n, \quad (5)$$

де D – діаметр диска.

Встановлено, що зі збільшенням товщини щепи або швидкості різання потужність зростає, що необхідно враховувати при виборі приводу машини.

Додатково слід враховувати, що формування геометричних параметрів щепи залежить не лише від кінематики подачі, а й від умов силової взаємодії ножа з деревиною. Зокрема, товщина зрізуваного шару пов'язана з силою різання

$$F = \tau \cdot b \cdot h, \quad (6)$$

де τ – опір деревини зсуву.

При збільшенні товщини щепи сила різання зростає, що може призводити до нестабільності процесу та появи дефектів форми частинок.

Важливим фактором є також співвідношення швидкості подачі та швидкості різання. Для забезпечення стабільного процесу різання повинна виконуватись умова

$$\lambda = \frac{v_n}{v_p}, \quad (7)$$

де λ – коефіцієнт подачі.

При надмірному значенні цього коефіцієнта відбувається зрив процесу різання, що призводить до утворення рваної та неоднорідної щепи.

Енергетичні параметри процесу також впливають на якість подрібнення.

Потужність, необхідна для різання, визначається залежністю

$$P = F \cdot v_p, \quad (8)$$

де v_p – швидкість різання, яка в свою чергу визначається за формулою

$$v_p = \pi \cdot D \cdot n, \quad (9)$$

де D – діаметр диска.

Зростання потужності супроводжується підвищенням інтенсивності процесу, однак надмірні значення можуть викликати перегрівання та прискорене зношування ножів, що негативно впливає на точність формування щепи.

Крім того, суттєвий вплив має крок розташування ножів на диску, який визначає частоту взаємодії з матеріалом

$$s = \frac{p \cdot i \cdot D}{z}. \quad (10)$$

Зменшення кроку (тобто збільшення кількості ножів) забезпечує більш

рівномірне подрібнення та зменшення коливань товщини щепи.

Продуктивність рубальної машини може бути визначена за залежністю

$$Q = b \cdot h \cdot v_n, \quad (11)$$

що дозволяє пов'язати геометричні параметри процесу з вихідними показниками роботи обладнання.

Наведені аналітичні залежності дають можливість встановити взаємозв'язок між параметрами обладнання та характеристиками отриманої щепи, що є важливим для забезпечення стабільної якості арболітового заповнювача. Використання математичної моделі дозволяє обґрунтувати раціональні конструктивні та режимні параметри рубальних машин, спрямовані на отримання заповнювача з регламентованими розмірами та зниження енерговитрат процесу.

Література

1 Друкований, М.Ф. Застосування арболіту в конструкціях стінових матеріалів / М.Ф. Друкований, В.В. Швець, Р.Є. Козюк, О.І. Логоша, // *Сучасні технології, матеріали і конструкції в будівництві*. Том 20. № 1. – 2016. – С. 17–20.

2 Полоз В.І. Технічна експлуатація рубальних машин / В.І. Полоз // *Науковий вісник УкрДЛТУ*. Вип. 15.4. – Львів : УкрДЛТУ, 2005. – С. 193 – 197.

УДК 621.891:620.178

А. І. Криворот, к.т.н., доцент

О. В. Орисенко, к.т.н., доцент

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА УСТАНОВКА ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ МІЦНОСТІ ГРАНИЧНОЇ МАСЛЯНОЇ ПЛІВКИ

У сучасному машинобудуванні одним із ключових факторів забезпечення надійності та довговічності вузлів тертя є ефективність мастильних матеріалів. Особливе значення має поведінка мастильного шару в умовах граничного тертя, коли товщина масляної плівки стає мінімальною, а навантаження сприймається адсорбованими шарами.

Відомі трибологічні установки дозволяють досліджувати процеси тертя та зношування, однак більшість із них не забезпечує визначення критичного навантаження руйнування граничної масляної плівки. Це обмежує можливості оперативного оцінювання експлуатаційних властивостей моторних олів.

Існуючі машини тертя [1, 2, 3] реалізують контакт поверхонь при заданих навантаженнях і швидкостях, що дозволяє визначати коефіцієнт тертя та інтенсивність зношування. Проте їх конструкція орієнтована переважно на тривалі випробування. Основними недоліками цих установок є: відсутність можливості фіксації моменту руйнування граничної плівки; складність

інтерпретації результатів у зоні переходу до сухого тертя; неможливість швидкого визначення граничної навантажувальної здатності мастильного матеріалу. Це зумовлює необхідність створення спеціалізованого пристрою для визначення критичного навантаження.

Метою роботи є розробка установки, яка забезпечує визначення критичного навантаження при якому відбувається руйнування граничної масляної плівки. Для досягнення поставленої мети вирішуються такі завдання:

- створення конструкції машини, що моделює умови граничного тертя;
- забезпечення регульованого навантаження;
- реалізація критерію фіксації руйнування масляної плівки.

Запропонована установка (Рис. 1) складається з таких елементів: основи 1 з кронштейном 4; обертового диска 6; електроприводу з регулюванням крутного моменту 10; масляної ванни 3 з можливістю підігріву за допомогою нагрівального елемента 2; важільного механізму 8 для створення навантаження; контактної пари 5; вимірювальних приладів – динамометра 9 та термометра 7.

Диск частково занурений у масляну ванну, що забезпечує подачу мастильного матеріалу в зону контакту. Контакт здійснюється між торцевою поверхнею диска та нерухомим контактним елементом, закріпленим на важелі.

У процесі роботи диск приводиться в обертання від приводу. Через важільний механізм до контактної пари прикладається навантаження, яке поступово збільшується.

Зусилля притискання визначається за співвідношенням

$$N = \frac{F \cdot b}{a}, \quad (1)$$

де F – сила, виміряна динамометром;

a, b – плечі важеля.

Зі збільшенням навантаження товщина мастильного шару зменшується, що призводить до переходу від гідродинамічного до граничного режиму тертя.

Випробування проводяться у такій послідовності:

- заповнення масляної ванни досліджуваною оливою;
- встановлення заданої температури;
- запуск обертання диска;
- поступове збільшення навантаження;
- фіксація моменту зупинки механізму.

Момент зупинки механізму відповідає руйнуванню граничної масляної плівки, що обумовлено переходом від гідродинамічного тертя до сухого та різким зростанням сили тертя. Значення навантаження в цей момент приймається як критичне.

Розроблена установка дозволяє ефективно визначати критичне навантаження руйнування граничної масляної плівки. Запропонований підхід забезпечує простоту реалізації експерименту та однозначність результатів.

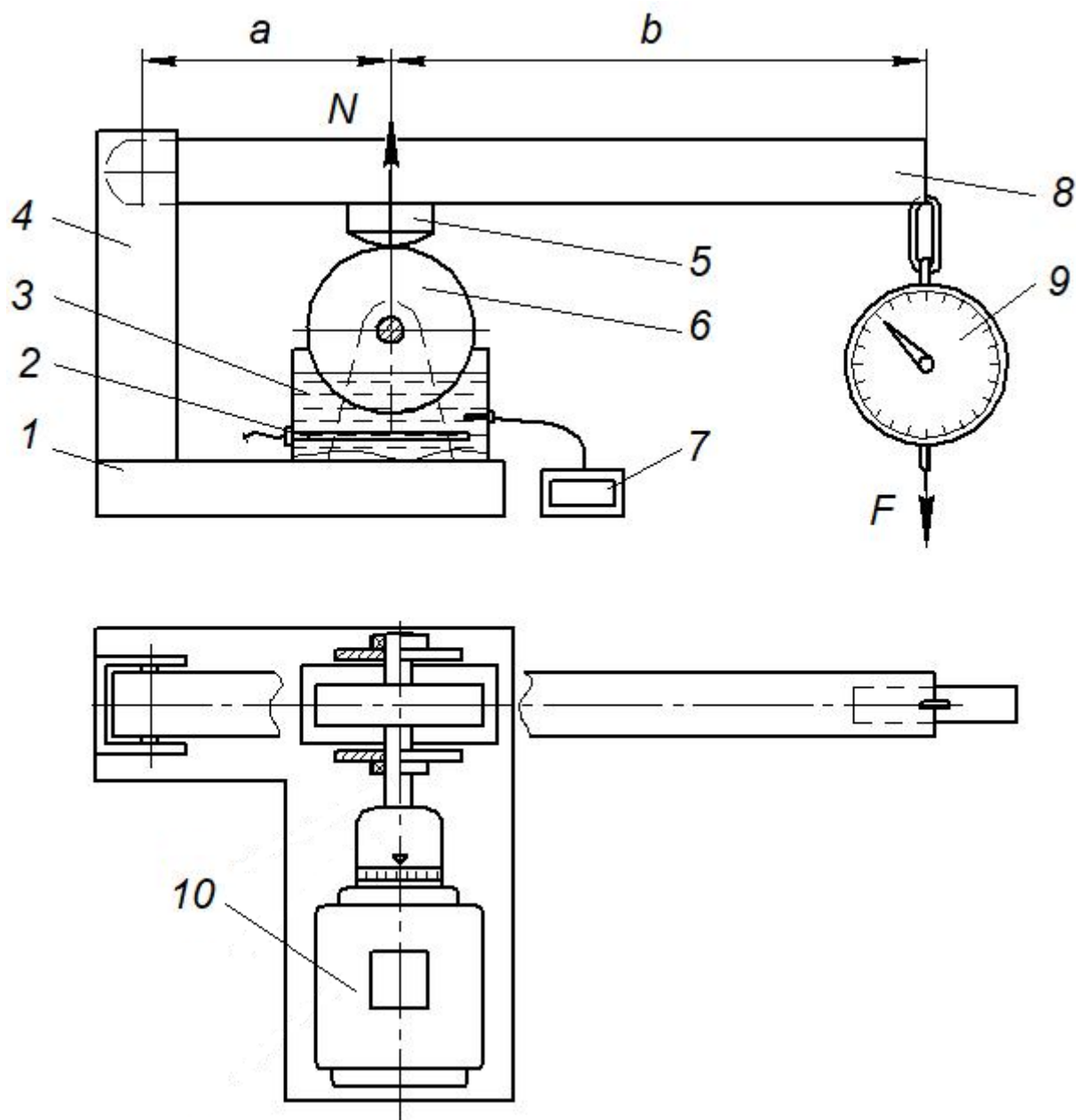


Рисунок 1 – Принципова схема установки для вимірювання міцності граничної плівки

Література

1. Машина тертя: пат. UA 70726: G01N 3/56 (2006.01). № и 2011 13905 ; заявл. 25.11.2011 ; опубл. 25.06.2012, Бюл. № 12.
2. Машина для трибологічних випробовувань пари тертя: пат. UA 83877: G01N 3/00 (2006.01). № и 2006 06120 ; заявл. 02.06.2006 ; опубл. 26.08.2008, Бюл. № 16.
3. Вузол тертя чотирьохкулькової машини тертя : пат. UA 35796: G01N 3/56 (1998.01). № и 98105243 ; заявл. 05.10.1998 ; опубл. 16.04.2001, Бюл. № 3.

ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ ЛОПАТЕЙ ІЗ КЕРОВАНИМ КУТОМ АТАКИ У БУДІВЕЛЬНИХ РОТОРНИХ ЗМІШУВАЧАХ

Актуальним залишається питання забезпечення високої якості будівельних матеріалів і виробів. Однією з ключових проблем у цьому контексті є неоднорідність властивостей готових будівельних розчинів та бетону. Це безпосередньо залежить від характеристик змішувального обладнання, зокрема його здатності ефективно забезпечувати рівномірний розподіл компонентів у межах усього робочого об'єму [1]. Покращення рівня гомогенності будівельних сумішей, що виготовляються за допомогою наявного серійного змішувального обладнання – як вітчизняного, так й імпортного виробництва, може бути досягнуто завдяки поєднанню вдосконалених технологій приготування з оновленням конструктивних елементів машин [2].

Для роторного змішувача є конструкції робочого органа, які дозволяють виконувати поворот лопатей, змінюючи їх кут атаки. Одна з них основана на використанні керуючого диску 6, котрий має можливість обертатися навколо власної осі за допомогою гвинтової передачі від вертикального переміщення стакана 7 (рис. 1) [3]. Переміщенням диску виставляється кут атаки лопатей, який може бути зміненим у діапазоні від рекомендованого робочого положення, котре для роторних змішувачів становить 45° [4], до нульового значення, при якому лопать розташована своєю площиною перпендикулярно до напрямку руху. Обертання у вказаному діапазоні дозволяє знижувати відносно основного робочого положення лопатей сили опору, які виникають під час їх руху в суміші. Причому керування кутом повороту лопатей може здійснюватися під час роботи змішувача без потреби його зупинки.

Тобто, коли навантаження будуть підвищені або пікові, наприклад, перед пуском двигуна завантаженого змішувача чи введення до сухої суміші води, лопаті фіксуються у положенні із нульовим кутом атаки (на рис. 3 показано штриховою лінією). Їх площа лобового опору стає мінімальною, і крутний момент на робочому органі суттєво меншим. Таким чином можна уникати короткочасних періодів підвищеного навантаження на привод змішувача, коли сили опору досягають своїх максимальних значень. Коли ж у процесі змішування ситуація почне змінюватися, і сили опору досягнуть менших значень, достатніх для роботи із більшим кутом атаки, можна виконати керуючий вплив, і плавно повертати лопаті до рекомендованого положення, поступово виходячи на максимальний кут робочих характеристик.

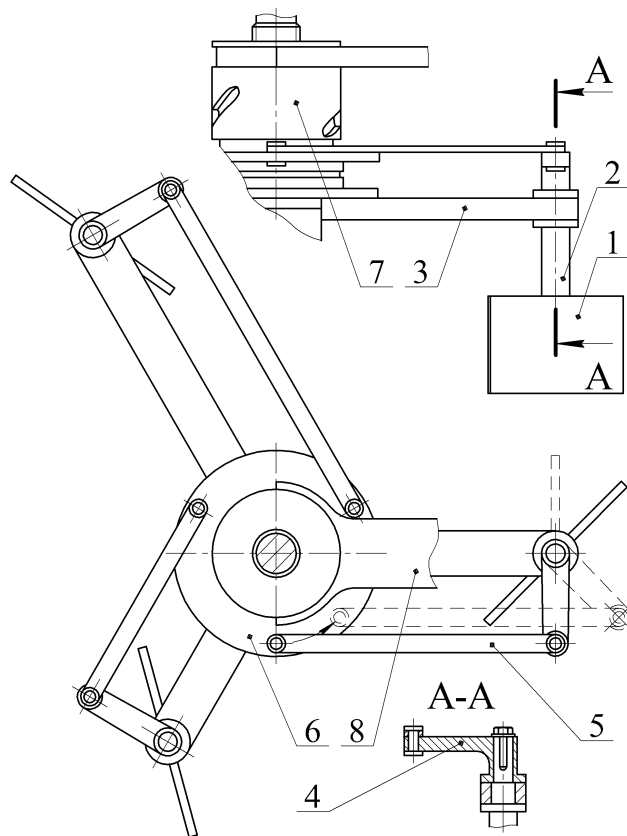


Рисунок 1 – Керований робочий орган роторного змішувача із гвинтовою передачею в приводі керування:

*1 – лопать; 2 – стійка; 3 – кронштейн ротора; 4 – важіль; 5 – тяга;
6 – керуючий диск; 7 – стакан; 8 – вилка*

У подальшому конструкція приводу керування отримала вдосконалення, щоб уникнути гвинтової передачі із низьким коефіцієнтом корисної дії, є рішення, де запропоновано використання просторового важільного механізму (рис. 2) [5]. За такого виконання керуючий диск 7 не обертається, а виконує вертикальні переміщення вздовж валу 8. Він через систему коромисел 5 та 6 і тягу 4 впливає на положення стійки 2 лопаті 1, обертаючи їх навколо власної осі. Так може виконуватися плавна зміна кута атаки лопатей 1 у заданому діапазоні.

Отже, виконаний аналіз передумов для отримання будівельних сумішей високої якості із подальшим стабільним рівнем однорідності властивостей готових будівельних розчинів і бетону показав, що головним чином це забезпечується досягненням максимально можливої дисперсності та рівномірного розподілу в'язучого. У такому випадку необхідно дотримуватися технології приготування із попереднім перемішуванням сухих компонентів та подальшим введенням до суміші води, що створює проблему стрибкоподібного зростання навантаження на робочий орган змішувача у момент початку зволоження суміші. Це, у свою чергу, вимагає забезпечення додаткового запасу потужності обладнання. Внаслідок цього підвищується металоємність техніки, знижується її ефективність, бо велику частину робочого циклу електродвигуни

працюють із частковим навантаженням, за якого коефіцієнт корисної дії значно нижчий за його значення при роботі із номінальним навантаженням.

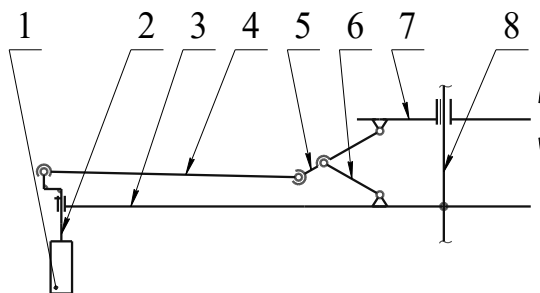


Рисунок 2 – Кінематична схема керованого робочого органа роторного змішувача з механізмом керування важільного типу:

1 – лопать; 2 – стійка; 3 – кронштейн ротора; 4 – тяга; 5, 6 – коромисла; 7 – керуючий диск; 8 – вал

Тому можна зробити висновок, що перспективи використання конструкції роторів змішувачів із керуванням кута атаки лопатей є вагомими і полягають у можливості згладжування максимумів навантажень. Виникає можливість уникати пікових сил опору для руху робочого органа, що створює передумови до зменшення необхідної потужності двигуна, матеріалоємності машини, роботи із вищими значеннями коефіцієнту корисної дії.

Література

1. Salamat, J., Genç, B., Aydogdu, M. (2024). *Mixing Performance Analysis of a Planetary Concrete Mixer*. *Orclever Proceedings of Research and Development*, 5 (1), 186–196. <https://doi.org/10.56038/oprd.v5i1.513>
2. Коробко, Б. О., Васильєв, О. С., Rogozin, I. A. (2015). *The analysis of mixture kinematics in the mixer body frame with a screw elevator with variable generatrix*. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 3 (7(75)), 48–52. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2015.43053>
3. Онищенко, О. Г., Ващенко, К. М. (2007). Підвищення ефективності використання змішувачів із застосуванням керованого робочого органа. *Вісник КДПУ*, 1 (42), 79–81.
4. Назаренко, І. І. (1999). *Машини для виробництва будівельних матеріалів: підручник*. К.: КНУБА, 488.
5. Онищенко, О. Г., Коробко, Б. О., Rogozin, I. A. (2007). Пат. № 21549 UA. Керований робочий орган роторного змішувача. МПК B28C 5/16. № u200610917; заявл. 16.10.2006; опубл. 15.03.2007, Бюл. № 3, 4.

ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ ВІБРАЦІЇ НА ЯКІСТЬ УЩІЛЬНЕННЯ БЕТОННИХ СУМІШЕЙ

Процес віброущільнення бетонних сумішей безпосередньо залежить від параметрів коливального руху, що створюється вібраційним обладнанням. Основними характеристиками, які визначають ефективність ущільнення, є частота коливань, амплітуда, прискорення вібрації, тривалість віброобробки та режим роботи віброприводу [1]. Оптимальне поєднання цих параметрів забезпечує рівномірне розподілення частинок заповнювача, мінімізацію кількості пор у структурі бетону та досягнення максимальної щільності матеріалу [2].

Одним із найважливіших факторів є частота вібрації. Зі збільшенням частоти інтенсивність переміщення частинок у суміші зростає, проте надмірно висока частота може призвести до розшарування бетонної маси або утворення так званого «цементного молока» на поверхні. Для різних типів сумішей встановлено орієнтовні оптимальні діапазони: для рухомих складів — 30–50 Гц, для жорстких і малорухомих — 70–100 Гц. Ці параметри вибираються з урахуванням розміру зерен заповнювача, вологості та вмісту цементного компонента.

Другим за значенням фактором є амплітуда коливань, яка визначає величину зсувів частинок у бетонній суміші. Для ефективного ущільнення зазвичай застосовують амплітуди в межах 0,3–1,2 мм. При менших значеннях коливальна енергія недостатня для подолання внутрішнього тертя частинок, що призводить до неповного видалення повітря з маси бетону. При надто великих амплітудах, навпаки, виникає небезпека порушення однорідності суміші, осідання крупних заповнювачів і появи пустот у верхніх шарах виробу.

Велике значення має також прискорення вібраційного руху, яке визначається добутком квадрату частоти на амплітуду. Дослідження показали, що для більшості бетонних сумішей оптимальним є діапазон прискорень від 30 до 80 м/с². При таких значеннях забезпечується активне переміщення частинок і швидке витіснення повітря з пор без руйнування структури суміші.

Тривалість віброущільнення повинна бути достатньою для досягнення стану, коли з маси повністю видаляється повітря, а поверхня бетону стає блискучою та однорідною. Зазвичай час ущільнення змінюється в межах 30–120 секунд залежно від консистенції суміші та конструкції вібростолу. Надмірно тривала вібрація не підвищує щільності, але сприяє розшаруванню суміші й перевитраті енергії.

Особливу роль у забезпеченні якості ущільнення відіграє режим вібраційного впливу — гармонійний або імпульсний. Гармонійний режим характеризується стабільними параметрами коливань, що дозволяє досягти

рівномірної щільності. Імпульсний або змінний режим, коли амплітуда чи частота періодично змінюються, ефективний при ущільненні складних за формою виробів і жорстких бетонів, оскільки сприяє переміщенню частинок у важкодоступних зонах форми.

Вплив параметрів вібрації на якість ущільнення бетонних сумішей

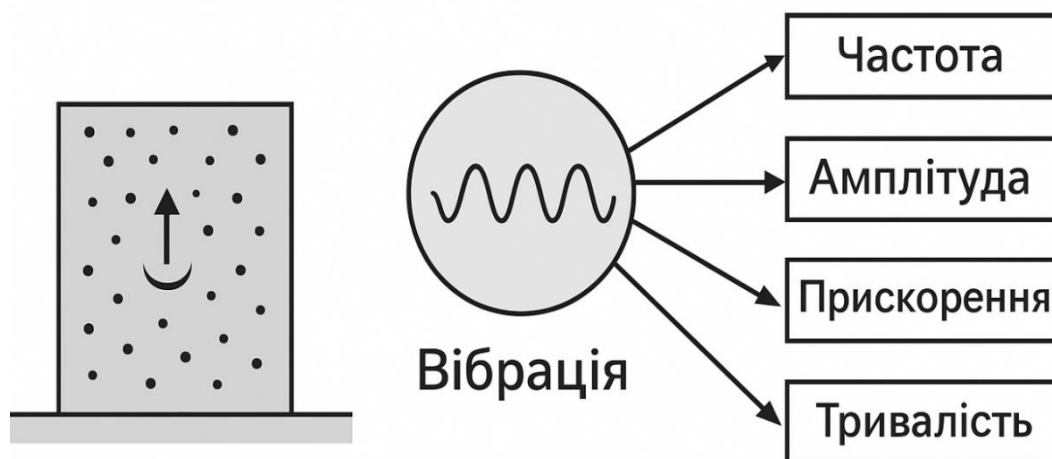


Рисунок 1 – Діючі чинники вібровпливу

На якість ущільнення впливають також властивості самої суміші — її жорсткість, вологість, вміст пластифікаторів, температура. Наприклад, застосування хімічних добавок пластифікуючого типу дає змогу зменшити енергозатрати на віброущільнення на 15–25 %, а також скоротити тривалість обробки.

Таким чином, ефективність процесу віброущільнення визначається не окремим параметром, а комплексом взаємопов'язаних факторів, що повинні бути узгоджені між собою. Правильний вибір частоти, амплітуди, тривалості та режиму вібраційного впливу забезпечує отримання бетонних виробів високої щільності, однорідності та міцності при мінімальних енергетичних витратах.

Література

1. ДСТУ-Н Б А.3.1-34:2016. Настанова з виробництва бетонних і залізобетонних виробів. Чинний від 01.04.2017. Київ, 2017. 24 с.
2. Назаренко І. І. Вібраційні машини і процеси будівельної індустрії : навч. посіб. Київ : КНУБА, 2007. 230 с.
3. Черевко О. М., Давиденко Ю. О., Черевко П. О. Вплив параметрів вібрації на процес ущільнення бетонних сумішей. Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). 2010. Вип. 2(27). С. 138–146.

НОМЕНКЛАТУРА БЕТОННИХ ВИРОБІВ ДЛЯ ВІБРОФОРМУВАЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ З ВІБРОЗБУДЖУВАЧЕМ НА ВАЖЕЛІ

Вібростіл з важільним закріпленням віброзбуджувача [1] використовується для віброформування бетонних виробів. Окрім малогабаритних тротуарної плитки, бордюра, перемичок розглянемо можливість виготовлення плоских виробів невеликої висоти, які своєю площиною займають всю робочу поверхню віброплити.

Виходячи з результатів, отриманих в роботі [2], приходимо до висновку, що на даному віброформувальному обладнанні доцільно також виготовляти вироби, які мають наступну конфігурацію:

- плоска форма однакової товщини до 150 мм;
- вигляд у плані нагадує собою квадрат, прямокутник або коло;
- своєю площею максимально займають поверхню віброплити;
- по центру виробу мають отвір, площа якого більше 15 відсотків від площі віброплити.

Подібними виробами є типові залізо-бетонні вироби (рис. 1), виготовлення яких регламентується відповідно до [3].

Як матеріал для виготовлення використовується важкий армований бетон. Цільове призначення цих конструкцій — це елементи заглиблених споруд, які експлуатуються вище або нижче рівня ґрунтових вод в умовах неагресивних або ж слабо агресивних середовищ (колодязні перекриття з отвором для люку).

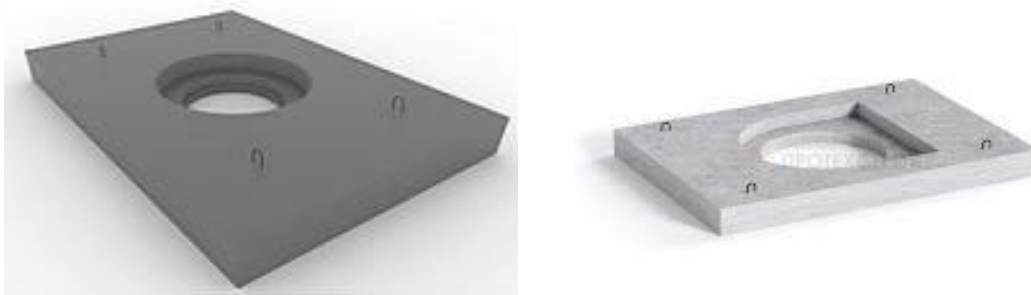


Рисунок 1 – Види плоских бетонних виробів з отвором для люка

Додатковою перевагою даного обладнання є також те, що використання важеля збільшує і горизонтальну амплітуду коливань. Цей параметр необхідний для вказаного типу плоских бетонних виробів.

У якості виробів пропонуються наступні (рис. 2,3):

	Плита ПП 10-2	Плита АПП-2
Вага	240 кг	350 кг
Висота	150 мм	100 мм
Марка бетону	M200	M200
Зовнішній діаметр	1160 мм	2000*1200 мм

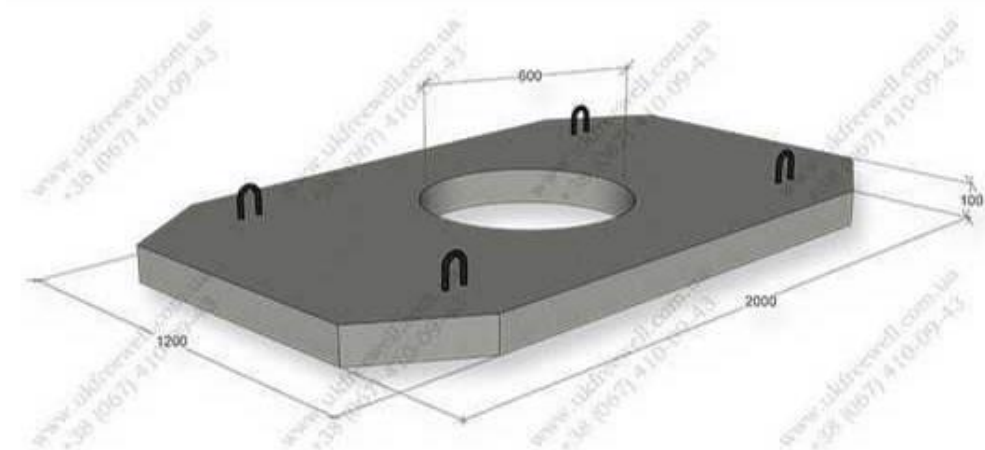


Рисунок 2 – Плита перекриття колодязів АПП-2



Рисунок 3 – Плита ПП 10-2 з люком

Слід зазначити, що вага виробу не повинна перевищувати вантажопідйомність обладнання для дотримання встановлених виробничих технологічних параметрів.

Література

1. Пат. 146691 Україна. МПК В28В 1/08 (2006.01). Вібростіл з важільним закріпленням віброзбуджувача / Коробко Б.О., Коротич Ю.Ю., Васильєв Є.А.; власник Національний університет "Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка". – № и 2020 06563; заявл. 12.10.2020; опубл. 10.03.2021, Бюл. № 10.

2. Коротич Ю.Ю. Зміна амплітуди коливань вібростолу при закріпленні вібратора на вертикальному важелі / Ю.Ю. Коротич, Д.В. Склема // Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки : матеріали VIII Всеукр. наук.-техн. конф. (24 квіт. 2025 р., м. Полтава). – Полтава : Нац. ун-т ім. Юрія Кондратюка, 2025. – С. 25-27. <https://reposit.nupp.edu.ua/admin/item/18495>

3. ДСТУ Б В.2.6-106:2010 Конструкції бетонні і залізобетонні для колодязів каналізаційних, водопровідних і газопровідних мереж. Технічні умови. Чинний від 2012-01-01. Вид. офіц. Київ : Мінірегіонбуд України, 2011. 24 с.

UDC 693.542.524

*O. Vasiliev, Associate Professor
V. Kulai, PhD student
National University «Yuri Kondratyuk Poltava Polytechnic»*

DETERMINATION OF THE FRONTAL DRAG FORCE FOR A BLADE WITH A SQUARE CROSS-SECTION

For the purpose of a detailed study of the interaction between the working element and the building mixture, an experimental test bench [1] was used, designed to determine the resistance forces of blades of various shapes. The peculiarity of this bench lies in the fact that the initial position of the sensor is shifted relative to the starting position of the carriage by a certain distance sufficient for its acceleration. Due to this, measurements are carried out exclusively in the region of steady uniform motion without the influence of acceleration.

To determine the drag force F during the movement of the carriage, an inductive sensor is used. Prior to the measurements, the device was calibrated with the carriage at rest by loading the cable using a dynamometer. The obtained signal is converted and recorded by the N3031 chart recorder, which ensures the registration of force during the uniform motion of the carriage. At the same time, a corresponding segment is formed on the chart tape of the device, the ordinate of which changes in direct proportion to the displacement of the rod.

To calculate the drag force F from the obtained diagram, it is necessary to determine the value of the required force using the following formula:

$$F = \mu_{\text{н.о.}} \cdot h, \quad (1)$$

where h – steady-state value within the working distance, mm;

$\mu_{\text{н.о.}}$ – the scaling factor for force F measurement was determined such that 1 mm of the chart corresponds to a load of 3,66 N then $\mu_{\text{н.о.}} = 3,66$.

Considering a square-profile blade [2] moving in a mixing tank with a mobility of $P = 10$ cm at a constant velocity of 0.6 m/s, according to the data obtained from the diagram (Figure 1), we determine the force value:

$$F_1 = \mu_{\text{н.о.}} \cdot h_1 = 3,66 \cdot 12 = 43,92 \text{ H}$$

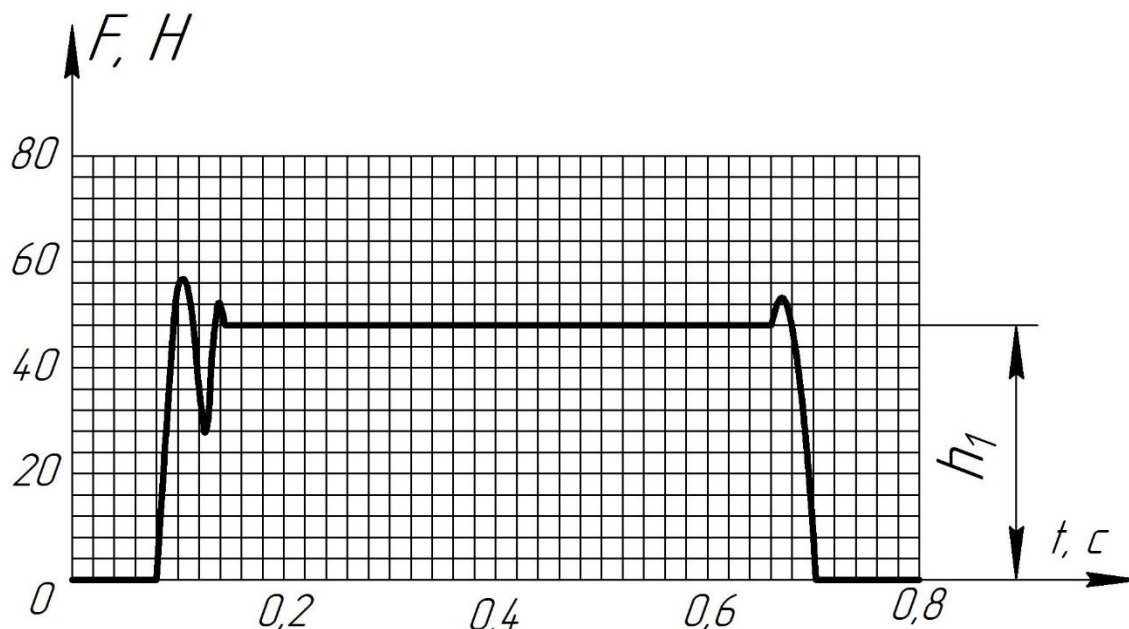


Figure 1 – Frontal resistance force variation diagram for a blade with a square cross-section

Analyzing the curves shown in Figure 1.1 and recorded by the self-written device, it can be concluded that at the initial stage of blade motion (interval 0.1–0.12 s), changes in the force sensor readings and, correspondingly, in the force FFF are observed. This is explained by the initial acceleration of the blade, which results in additional forces acting on the elastic element of the sensor. Within the interval 0,18–0,7 s, the drag force F remains practically constant both in magnitude and in the nature of its fluctuations, which allows its numerical value to be determined. At the final stage (0,68–0,8 s), an increase in force readings is observed, which is associated with the braking process of the carriage together with the blade.

Literature

1. Onyshchenko O., Vashchenko K. *Doslidzhennia oporu budivelnnykh rozchyniv peremishchenniu robochykh orhaniv zmishuvacha* [Study of resistance of construction mortars to the movement of mixer working bodies]. *Bulletin of KHADI*. 2004. Vol. 27. P. 157–159.
2. Vasiliev O., Kulai V. *Study of factors affecting the energy consumption of the mixing plant for the preparation of aerated concrete*. *Academic journal. Industrial Machine Building, Civil Engineering*. 2025. Vol. 1 (64). P. 147–152.

МАТЕМАТИЧНЕ ВИЗНАЧЕННЯ КІНЕТИЧНОЇ ЕНЕРГІЇ ВІБРАЦІЙНОЇ ПЛИТИ

Кінетична енергія належить до визначальних характеристик, що формують динамічну поведінку вібраційних машин, зокрема вібраційних плит, які застосовуються для ущільнення ґрунтів і будівельних матеріалів. Аналіз сучасних досліджень показує, що її коректне визначення забезпечує можливість обґрунтованого вибору робочих режимів, підвищення ефективності функціонування обладнання та зниження питомих енергетичних витрат [1].

Вивчення вібраційних плит у контексті їх використання в будівництві передбачає дослідження динамічних процесів і закономірностей взаємодії робочого органу з різними типами ущільнюваних середовищ. З огляду на відмінності конструктивних і кінематичних параметрів таких машин, визначення їхніх енергетичних характеристик, зокрема кінетичної енергії, потребує індивідуалізованого підходу. Дослідження параметрів вібраційної плити ВП-10 дозволяє встановити особливості її роботи та оцінити ефективність передачі енергії від віброзбуджувача до робочого органу. Визначення кінетичної енергії системи у цьому випадку виступає ключовим етапом аналізу, оскільки саме вона відображає характер розподілу енергії в процесі коливального руху та є основою для формування раціональних режимів експлуатації [2, 3].

Комплексний аналіз динаміки роботи вібраційної машини [4] передбачає дослідження впливу основних конструктивних параметрів на кінематичні характеристики руху робочого органу. Особливу увагу слід приділити узгодженню мас інерційних елементів системи, величини вимушуючої сили, що створюється віброзбуджувачем, та зовнішніх навантажень. У цьому контексті кінетична енергія виступає інтегральним показником, який дозволяє оцінити ефективність передавання енергії до ущільнюваного середовища, визначити раціональні режими роботи та зменшити втрати енергії у процесі функціонування машини.

Для дослідження було складено кінематичну схему механічної системи в її довільному положенні у вибраний момент часу наведено на рисунку 1.

Оскільки механічна система, що моделює вібромашину, складається з чотирьох матеріальних тіл, то кінетична енергія цієї механічної системи

$$T = T_1 + T_2 + T_4 + T_5, \quad (1)$$

де T_1 , T_2 , T_4 і T_5 – відповідно відповідно кінетичні енергії корпусу 1, корпусу віброзбуджувача 2, плити 4 і дебалансу 5.

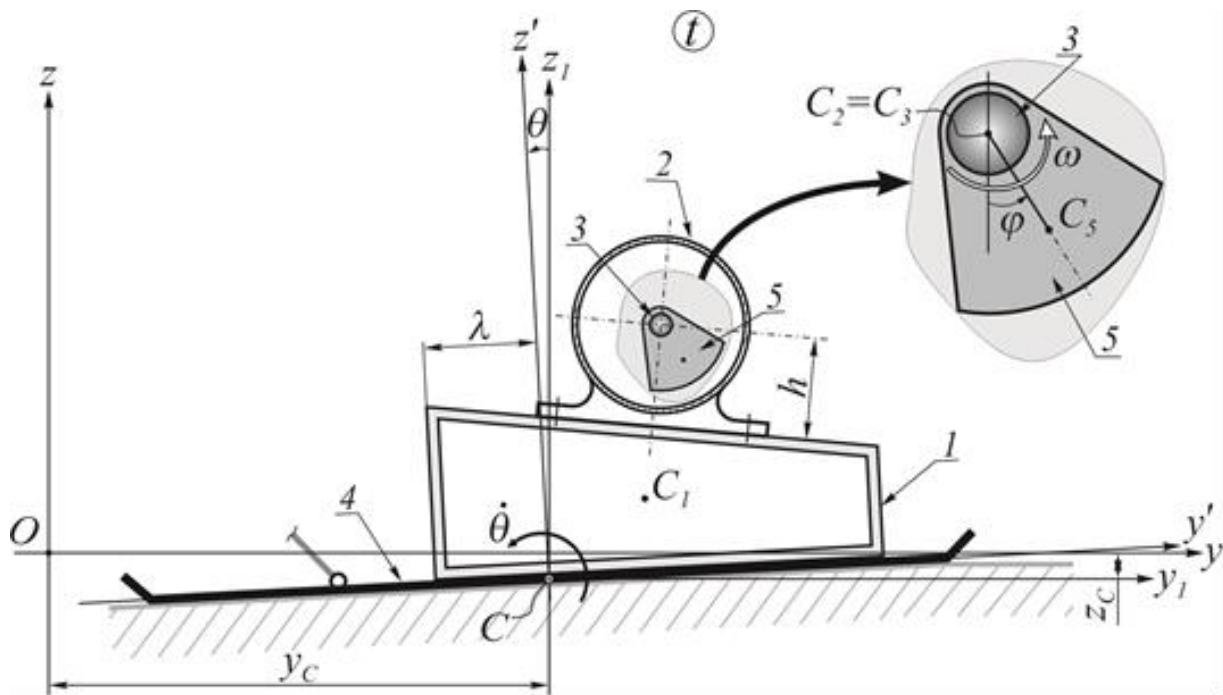


Рисунок 1 – Кінематична схема механічної системи

Підставляючи значення в формулу (1) та здійснюючи легітимні перетворення, дістанемо кінетичну енергію T механічної системи у вигляді суми 13 доданків:

$$\begin{aligned}
 T = & \frac{M}{2} \cdot \dot{y}_C^2 + \frac{M}{2} \cdot \dot{z}_C^2 - \\
 & - m_1 \cdot \ell_1 \cdot \dot{y}_C \cdot \dot{\theta} \cdot \sin(\beta_1 + \theta) - (m_2 + m_5) \cdot \ell_2 \cdot \dot{y}_C \cdot \dot{\theta} \cdot \sin(\beta_2 + \theta) + \\
 & + m_5 \cdot e \cdot \dot{y}_C \cdot \dot{\phi} \cdot \cos \varphi - m_1 \cdot \ell_1 \cdot \dot{z}_C \cdot \dot{\theta} \cdot \cos(\beta_1 + \theta) - \\
 & - m_2 \cdot \ell_2 \cdot \dot{z}_C \cdot \dot{\theta} \cdot \cos(\beta_2 + \theta) - m_5 \cdot \ell_2 \cdot \dot{z}_C \cdot \dot{\theta} \cdot \cos(\beta_2 + \theta) - \\
 & - m_5 \cdot e \cdot \dot{z}_C \cdot \dot{\phi} \cdot \sin \varphi - m_5 \cdot \ell_2 \cdot e \cdot \dot{\theta} \cdot \dot{\phi} \cdot \sin(\beta_2 + \theta - \varphi) + \\
 & + \frac{1}{2} \cdot \dot{\theta}^2 + \frac{m_5 \cdot \ell_2^2}{2} \cdot \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} \cdot \dot{\phi}^2,
 \end{aligned} \tag{2}$$

Отримано аналітичну залежність кінетичної енергії вібраційної плити ВП-10, призначеної для ущільнення ґрунтів і будівельних матеріалів, яка подана як сума кінетичних енергій окремих матеріальних тіл, що формують дану механічну систему. Зокрема, до її складу входять кінетичні енергії корпусу машини, корпусу віброзбудувача, робочої плити та дебалансу віброзбудувача.

Література

1. Ярошевич М.П. Динаміка розбігу вібраційних машин з дебалансним приводом / М.П. Ярошевич, Т.С. Ярошевич. – Луцьк: ЛНТУ, 2010. – 220 с.
2. Нестеренко М.П., Чеботарьов П.М. (2012) Аналіз конструктивних особливостей вібраційних машин, як передумови створення керованої

вібраційної установки для поверхневого ущільнення бетонних сумішей. *Галузеве машинобудування, будівництво №1(31), с. 267-275.*

3. Ланець О.С. *Високоєфективні вібраційні машини з електромагнітним приводом (Теоретичні основи та практика створення). Вид-во НУ «Львівська політехніка» Львів. 2008. – 324с*

4. Васильєв О.С., Яковенко А.М. (2023) Вібраційна машина для підготовки та ущільнення поверхонь. *Технічні науки та технології, № 4 (34), С. 52–60.* [https://doi.org/10.25140/2411-5363-2023-4\(34\)-52-60](https://doi.org/10.25140/2411-5363-2023-4(34)-52-60)

УДК 622.2+622.831

*Ю. А. Монастирський, д.т.н., професор
Д. С. Борис, аспірант
Криворізький національний університет*

МЕТОДИЧНІ ЗАСАДИ ВИБОРУ ТИПУ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ РУЙНУВАННЯ МАЛОМІЦНИХ ЗАЛІЗНИХ РУД В ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСАХ ПІДЗЕМНИХ ГІРНИЧИХ РОБІТ

Виконані раніше теоретичні та експериментальні дослідження щодо можливостей використання свердловинного гідромоніторного руйнування мартитових руд дозволили запропонувати порядок вибору обладнання для руйнування руд в межах видобувного блоку. Вибір обладнання для руйнування руд полягає в послідовному поетапному порівнянні параметрів свердловинного гідромоніторного руйнування руди з альтернативними способами руйнування – буро-вибуховим і механічним. При кращих показниках свердловинного гідромоніторного руйнування його використовують у максимальному обсязі в даному технологічному процесі, в іншому випадку приймають альтернативне обладнання. На заключному етапі вибору обладнання при найгірших значеннях у свердловинного гідромоніторного руйнування застосовується традиційне обладнання для ведення бурових та вибухових робіт.

Порівняння може виконуватися як по продуктивності, так і по питомій витраті води в залежності від поставлених перед виробництвом задач. При необхідності забезпечення високої продуктивності руйнування для зменшення терміну відпрацювання блоку чи покладу зі збереженням допустимих по стійкості параметрів гірничих виробок чи вироблених просторів та оголень застосовується вибір по продуктивності. При необхідності забезпечення мінімальних витрат на відбійку застосовується вибір по питомих витратах води на відбійку.

Для порівняння розраховуються мінімально припустима продуктивність і максимальні питомі витрати води на свердловинну гідромоніторну відбійку при робочих параметрах насосного агрегату і параметрах альтернативного способу руйнування, та порівнюються з фактично отриманими в результаті контрольних розмивів. При цьому в контрольних розмивах повинні бути досягнуті необхідні розміри технологічних порожнин.

Результати вибору обладнання для руйнування руд наочно представлені у таблиці. При забезпеченні виконання критерію приймається вказаний в таблиці тип обладнання свердловинне гідромоніторне обладнання або буро-вибухове обладнання.

Таблиця 1 – Таблиця для вибору обладнання для руйнування руд в різних технологічних процесах

Критерій		Технологічний процес			
		Масова відбійка	Відрізка, підсікання, утворення компенсації	Проведення виробок	Утворення порожнин для вибухових речовин
$P_{\phi} > P_{pm}$ або $q_{\phi} < q_{pm}$		СГО*	СГО	СГО	СГО
$P_{\phi} > P_{pk}$ або $q_{\phi} < q_{pk}$		БВО*	СГО	СГО	СГО
$P_{\phi} > P_{pn}$ або $q_{\phi} < q_{pn}$		БВО	БВО	СГО	СГО
$P_{\phi} > P_{pb}$ або $q_{\phi} < q_{pb}$	Так	БВО	БВО	БВО	СГО
	Ні	БВО	БВО	БВО	БВО

* - СГО – свердловинне гідромоніторне обладнання, БВО – буро-вибухове обладнання.

УДК 69.059.64

О. С. Дьяченко, к.т.н., доцент

М. М. Балака, к.т.н., доцент

П. О. Кривченков, студент

Київський національний університет будівництва і архітектури

АНАЛІЗ АКТУАЛЬНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ ДРОБИЛЬНИХ І СОРТУВАЛЬНИХ УСТАНОВОК В ПРОЦЕСІ ПЕРЕРОБКИ БУДІВЕЛЬНИХ ВІДХОДІВ І ОГЛЯД ЇХ КОНСТРУКЦІЙ

Під час експлуатації будівель, споруд і доріг настає етап їх планового обслуговування, модернізації, знесення(планове або позапланове в результаті руйнування). У результаті утворюється значна кількість будівельних відходів[1]. Перше місце за часткою від загального об'єму відходів функціонування будівельної галузі посідає бетон (52% від загального об'єму будівельних відходів), а на другому і третьому місцях відповідно кам'яні стінові матеріали (32%) і відходи асфальту та будівельних розчинів (8%)[2].

Повторне використання будівельних відходів різниться від країни до країни[3], а саме найбільший відсоток повторного використання в Нідерландах (90%) і в Бельгії (87%). Даних повторного використання в Україні – немає і досі. Станом на 2022 рік відсоток переробки усіх твердих побутових відходів(ТПВ), до яких власне належать і будівельні відходи, складає лиш 3,2%. Такий стан речей в Україні є шкідливим для оточуючого середовища, оскільки

призводить до засмічення великих площ територій, які відводяться під звалища ТПВ, необхідності ширшого видобування природних ресурсів, які можна було б частково замінити переробленими ресурсами.



Рисунок 1 – Склад будівельних відходів при функціонуванні будівельної галузі

Бетонні плити і перекриття можна переробити у вторинний щебінь (recycled concrete aggregates) і застосовувати в якості наповнювача для інших бетонних виробів, а також у якості підсіпки до нижніх шарів автомобільних доріг[4]. Результатом переробки і використання бетону є наступні переваги: 1 – такий наповнювач дешевший; 2 – зменшення викидів шкідливих речовин у навколишнє середовище; 3 – зменшення використання природних речовин у якості наповнювача; 4 – зменшення викидів вуглецю.

Організація процесів переробки утворює логістичні ланцюги, а ефективність таких ланцюгів оцінюють за критерієм мінімізації часу на процеси, що не забезпечують збільшення цінності готової продукції:

$$E_{Л} = \left(\sum_{i=1}^n q_{\text{цi}} / \sum_{j=1}^k q_{\text{лj}} \right) \cdot 100\% \rightarrow \max, \quad (1)$$

де $\sum_{i=1}^n q_{\text{цi}}$ - витрата часу на процеси, що забезпечують збільшення цінності готової продукції, год; $\sum_{j=1}^k q_{\text{лj}}$ - сумарні витрати часу на виконання усіх процесів ланцюга, год.

З точки зору фінансових витрат ефективність функціонування логістичного ланцюга оцінюють за критерієм мінімізації логістичних витрат:

$$B = \sum_{i=1}^n B_i^O \rightarrow \min, \quad (2)$$

де B_i^O - витрати на виконання i -ї обслуговуючої операції, грн.

Скорочення кількості елементів ланцюга призводить до підвищення ефективності його функціонування. З цією метою є доцільним використовувати схему організації процесу переробки, з використанням мобільного обладнання для дроблення та сортування, яке доставляється безпосередньо в місця, де виконується подрібнення бетону і сортування вторинного щебеню на фракції, після чого готовий продукт розподіляють у місця вторинного використання.

Для виконання проміжних процесів, а також у випадках, коли немає необхідності використання дороговартісного обладнання для дроблення з

високою продуктивністю, доцільним є застосування різного роду навісного обладнання для екскаваторів, такого як дробильні ківші(рис.2) та просіювальні і сортувальні ківші(рис.3). Наведені змінні ківші для виконання процесів подрібнення, сортування і просіювання доцільно використовувати тоді, коли об'єми матеріалів, що підлягають обробці є відносно низькими $< 90 \text{ м}^3/\text{год}$. Іншим напрямком є їх використання у якості допоміжних машин до основного обладнання.



Рисунок 2 – Змінне устаткування екскаваторів для виконання подрібнення сипких матеріалів



Рисунок 3 – Змінне устаткування екскаваторів для виконання просіювання і сортування сипких матеріалів

У випадках потреби у забезпеченні високої продуктивності виконання операцій $\Pi \geq 50 \text{ м}^3/\text{год}$, а також при виконанні дроблення матеріалів з розмірами $D_{\text{max}} > 200 \text{ мм}$ доцільно використовувати мобільні або модульні дробильні, сортувальні, розподільні та дробильно-сортувальні установки.

Подрібнювально-сортувальні установки об'єднують в собі обладнання для виконання основних і обслуговуючих процесів, джерело живлення, а також базуються на шасі для транспортування. Існують одно стадійні і багатостадійні установки дроблення і сортування.

Одностадійні установки мають в складі одну дробарку(щокону, конусну або ударну) і грохот для сортування.

Багатостадійні установки мають у складі дві дробарки, а також грохот для сортування. Дробарка першої стадії, найчастіше щокону, а другої стадії – конусна або ударна.

Такі установки виконують на базі колісного (рис.4,а) або гусеничного шасі (рис.4,б).



а)

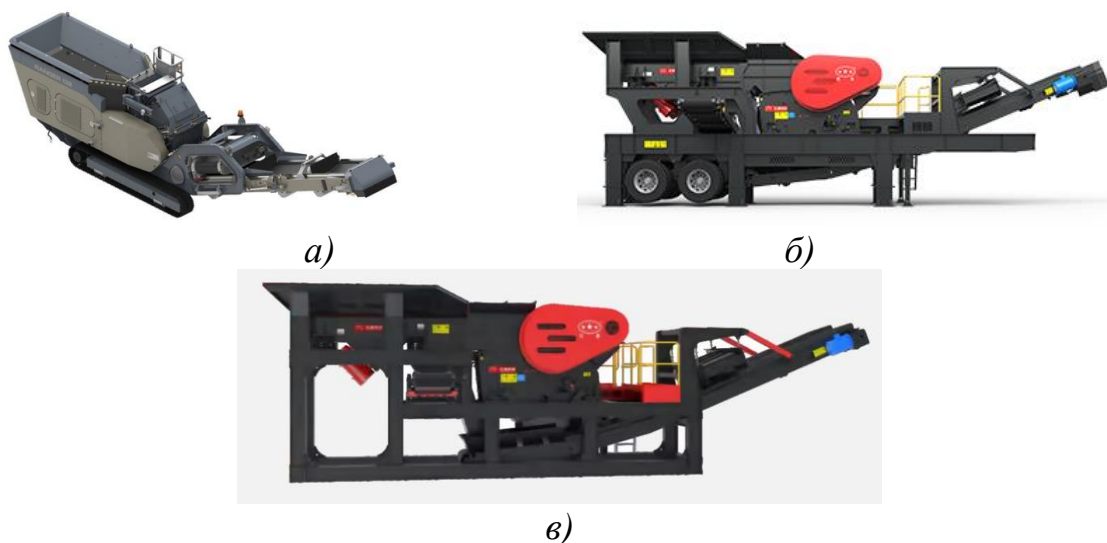
б)

Рисунок 4 – Мобільні подрібнювально-сортувальні установки

Серед переваг мобільних подрібнювально-сортувальних установок є висока універсальність, а недоліком є висока їх вартість, складність конструкції, висока маса (>50 тон) і габарити, що не дозволяє транспортувати їх по дорогам загального користування без спеціальних дозволів і підготовки доріг і проїздів;

На ринку представлені установки для виконання лиш однієї основної операції: дроблення або сортування, а мобільні установки називаються відповідно дробильними та сортувальними.

Дробильні і сортувальні установки реалізуються на різних базах, найбільш поширеними є три види баз мобільних установок: на гусеничному шасі (див. рис.5, а), на колісному шасі (див. рис.5, б), модульні конструкції, які транспортуються на тралах і не мають рухомого шасі (див. рис.5, в).



а)

б)

в)

Рисунок 5 – Мобільні установки для подрібнення

Перевагами мобільних установок є їх нижча ціна, простота конструкції, низькій масі (<<50 т) і менші габаритні розміри, що полегшує процес їх транспортування, а серед недоліків є те, що вони є менш універсальними, оскільки для виконання повного циклу – подрібнення-сортування – потрібно завозити як установки для подрібнення так і сортування, розміщувати їх на будмайданчику, налаштовувати і синхронізувати процеси між собою.

Однак у випадках, коли необхідно виконати лиш подрібнення або лиш сортування, то доцільність їх використання значно вища, за універсальні подрібнювально-сортувальні установки. Також можна використовувати можливість їх блочного вибору для проектування більш гнучких технологічних

процесів подрібнення і сортування у одну, дві або більше стадій з необхідними параметрами. У цих випадках можна використати декілька типових установок, встановлених послідовно з різними налаштуваннями дробарок і встановленими ситами грохотів.

Використання мобільних установок дозволяє виконувати перелік основних операцій у технологічному процесі переробки безпосередньо на будмайданчику і призводить до скорочення логістичного ланцюга, що утворюється в процесі переробки і використання вторинного щебню.

Література

1. Aytekin, B., Mardani-Aghabaglou, A. (2022). Sustainable materials: A review of recycled concrete aggregate utilization as pavement material. *Transportation Research Record*, 2676(3), 468-491

2. Попович О.Р., Захарко Я. М., Мальований М. С. Проблеми утилізації та переробки будівельних відходів. *Вісник Національного університету Львівська політехніка. Теорія і практика будівництва*. 2013. 755. С. 321-324.

3. Шпакова Г.В. Шляхи і можливість переробки будівельних відходів в Україні. *Будівельне виробництво*. 2012. № 54. С. 22-25.

4. Дьяченко, О., & Мельниченко, Д. (2025). Огляд стану переробки і вторинного використання (ресайклінгу) бетону і проблем, що виникають при цьому

УДК 621.01.001

С. М. Жигилій, к.т.н., доцент

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ДИНАМІЧНОЇ ДІЇ КЕРОВАНОГО МЕХАНІЧНОГО ЗБУДЖУВАЧА КОЛОВИХ ПОСТУПАЛЬНИХ КОЛИВАНЬ

У деяких виробничих випадках, пов'язаних, наприклад, з процесом вібросепарування чи віброгалтування, виникає технологічна необхідність генерувати таку вібраційну дію, у результаті якої усі матеріальні об'єкти оброблюваного середовища переміщувалися б у певних паралельних площинах, здійснюючи при цьому не прямолінійний рух. Для забезпечення такої потреби вібраційний пристрій доречно обладнувати механічним дебалансним збуджувачем коливань, конструкція якого (див. рис. 1) містить два дебалансних вали 1 і 2, що закріплені в корпусі 6 збуджувача з можливістю обертатися синхронно у протилежних напрямках. На кожному із валів, який за своєю конструкцією є віброзбуджувачем УВВ-03 [1], розміщено один нерухомий

дебаланс 3 масою m та два рухомих дебаланси 4 і 5 масами $\frac{m}{2}$ кожний за рахунок того, що усі дебаланси мають однакову фронтальну форму й однаковий ексцентриситет e , а товщина нерухомого дебаланса вдвічі більша

від товщини рухомого. Нерухомий дебаланс 3 жорстко закріплений до вала у його середині, а рухомі дебаланси 4 і 5 в динамічно зрівноваженому стані, в якому здійснюється пуск збуджувача, займають положення, діаметрально протилежні нерухомому.

При переході у робочий режим рухомі дебаланси 4 і 5 на обох валах, переміщуючись від своїх початкових положень, синхронно повертаються відносно нього в однакових напрямках на кут θ . При цьому є можливість змінювати значення кута θ за законом, необхідним для забезпечення тієї чи іншої технологічної потреби.

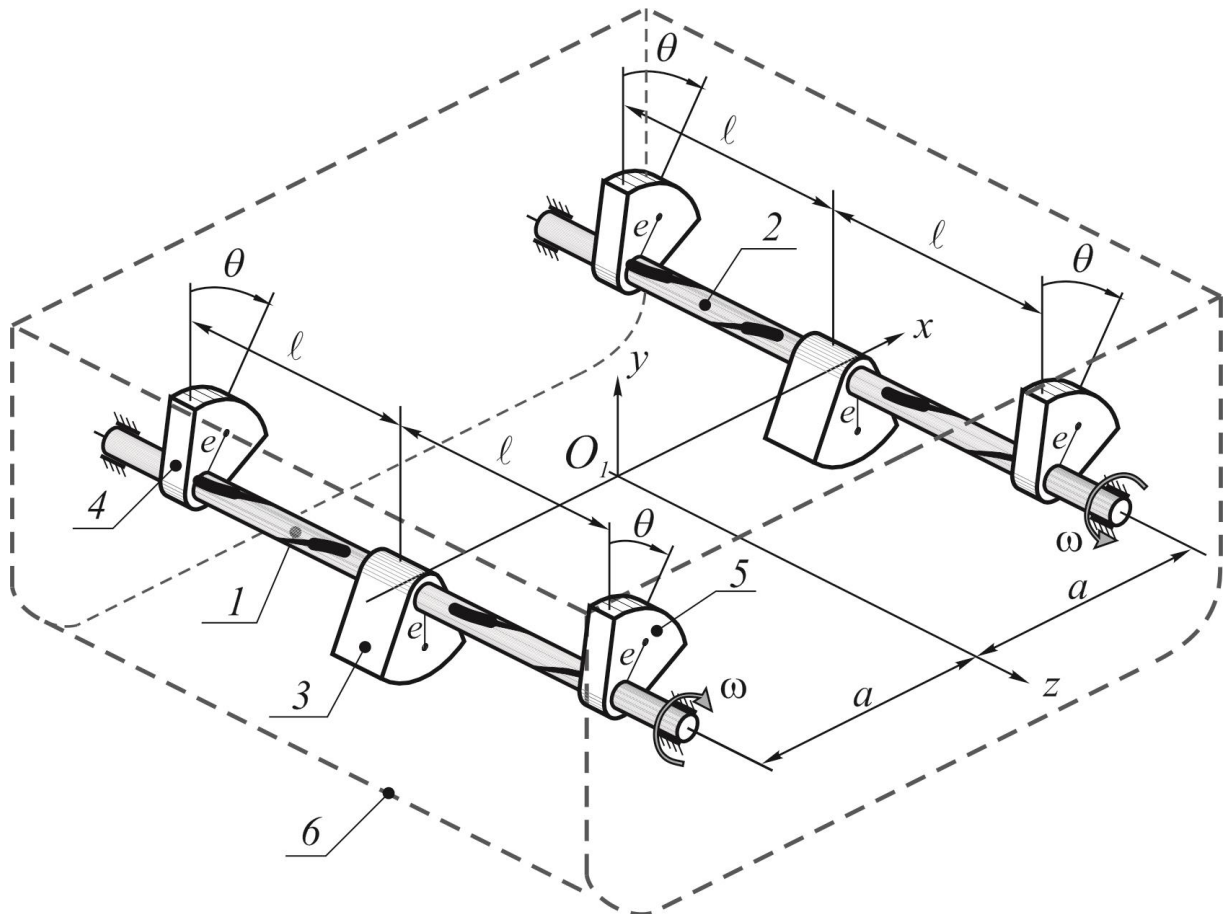


Рисунок 1 – Дебалансний збуджувач колових поступальних коливань

Згідно з [1] у робочому режимі момент сил інерції кожного з віброзбуджувачів УВВ-03 відносно будь-якого центра постійно дорівнює нулю, а рівнодіюча сил інерції змінюється за законом

$$\Phi = 2me\omega^2 \sin \frac{\theta}{2},$$

де $\omega = \dot{\phi}$ – кутова швидкість кожного з валів 1 і 2 в робочому режимі.

Аналізуючи зображену на рисунку 2 розрахункову, встановлюємо, що проекція збурної сили розглядуваного збуджувача коливань на вісь z дорівнює нулю, а на осі x та y визначається залежностями:

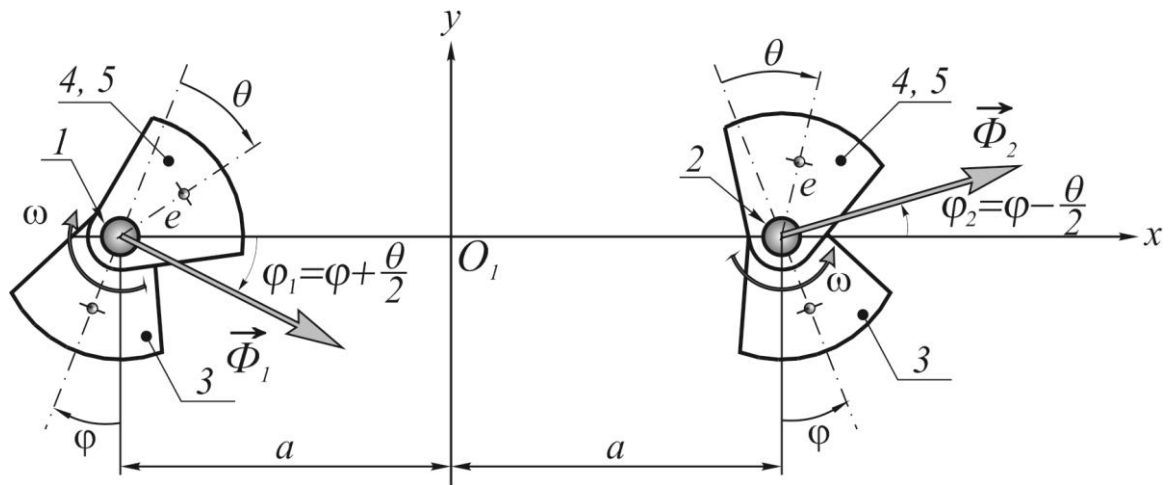


Рисунок 2 – Розрахункова схема збуджувача напрямлених колових коливань

$$\Phi_x = 2me\omega^2 \cos \varphi \cdot \sin \theta;$$

$$\Phi_y = 4me\omega^2 \cos \varphi \cdot \sin^2 \frac{\theta}{2}.$$

Отримані формули свідчать, що залежно від кута θ повороту рухомих дебалансів горизонтальна складова Φ_x збурної сили збуджувача змінюється за законом $f_1 = \sin \theta$, а вертикальна складова Φ_y – за законом $f_2 = \sin^2 \frac{\theta}{2}$. Тоді зрозуміло, що при $\theta = \frac{\pi}{2}$ (коли $\sin \theta = 1$) складова Φ_x набуває свого максимального значення, а складова Φ_y в цю мить дорівнює половині свого максимуму. Коли ж $\theta = \pi$, то вертикальна складова Φ_y досягає свого максимального значення, а горизонтальна складова Φ_x дорівнює нулеві.

Особливістю такої конструкції є те, що, незважаючи на відсутність головного моменту M_o на кожному з валів 1 і 2, відносно осі z віброзбуджувача з'являється момент від головних векторів сил інерції

$$M_z = a \cdot me\omega^2 \sin \varphi \cdot \sin \theta,$$

що призводить до розгойдування робочого органа машини відносно зазначеної осі з фазою, яка відстає від фази Φ_x та Φ_y на величину $\frac{\pi}{2}$.

Важливою умовою створення такого віброзбуджувача є забезпечення фіксованої (жорсткої) синхронізації обертання дебалансних валів 1 і 2 з однаковими за величиною кутовими швидкостями й однаковими фазами відхилення нерухомих дебалансів від нижнього вертикального положення. Таку синхронізацію можна здійснити, наприклад, за допомогою зубстих шестерень.

Саме така сумарна динамічна дія розглянутого віброзбуджувача на матеріальні об'єкти оброблюваного середовища забезпечує їх рух у певних паралельних площинах по коловим чи еліптичним траєкторіям.

Література

1. Жигилій С.М. Дослідження динаміки дебалансного вала керованого вібробуджувача УВВ-03 / К.С. Дяченко, С.М. Жигилій // Збірник наукових праць. Серія: Галузеве машинобудування, будівництво. – Полтава: ПолтНТУ, 2012. – Вип. 2(32). – С. 159 – 164.

УДК 620.178.152:621.002.3:004.42

В. І. Мощенок, к.т.н., професор

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

ОЦІНКА ЯКОСТІ ДЕТАЛЕЙ МАШИН ЗА ТВЕРДІСТЮ

Якість деталей машин є однією з визначальних характеристик, що безпосередньо впливає на надійність, довговічність, зносостійкість і безпечність роботи машин та механізмів. Особливого значення це набуває для деталей будівельних, дорожніх, транспортних і технологічних машин, які працюють в умовах значних статичних і динамічних навантажень, ударної дії, абразивного зношування та змінних температурних режимів. За таких умов навіть незначне відхилення властивостей матеріалу від нормативних значень може призвести до передчасного спрацювання, появи тріщин, пластичних деформацій або руйнування елементів конструкції.

Одним із найбільш інформативних і технологічно доступних показників якості деталей машин є твердість. Саме твердість дає змогу оперативно оцінити опір матеріалу проникненню в нього більш твердого тіла, а отже, опосередковано судити про міцність, зносостійкість, рівень термічної обробки, структурний стан поверхневого шару та придатність деталі до подальшої експлуатації. У виробничій практиці контроль твердості широко застосовується як під час вхідного контролю матеріалів, так і на етапах виготовлення, зміцнення, відновлення та діагностування деталей машин.

Для оцінювання якості деталей машин залежно від їхніх розмірів, форми, матеріалу, шорсткості поверхні та умов контролю використовують різні методи визначення твердості. Найбільш поширеними є методи Брінелля, Роквелла та Віккерса. Кожен із них має власну область раціонального застосування. Метод Брінелля доцільний для контролю матеріалів середньої твердості та масивних деталей; метод Роквелла забезпечує швидке вимірювання без складних оптичних операцій; метод Віккерса є універсальним і придатним як для макро-, так і для мікродіапазону навантажень, що особливо важливо під час дослідження тонких поверхневих шарів, зміцнених зон і малогабаритних деталей.

Завданням даного дослідження є не лише традиційне вимірювання твердості, а й створення програмно-методичних засобів для обробки результатів, їх статистичного аналізу, автоматизованого документування та порівняння з нормативними вимогами. Використання програмного забезпечення підвищує об'єктивність оцінювання, зменшує вплив людського чинника, забезпечує накопичення баз даних вимірювань і створює передумови

для побудови інтелектуальних систем контролю якості деталей машин. Особливо це актуально для підприємств, що здійснюють серійне виробництво, ремонт або відновлення відповідальних деталей машин.

На рисунку 1 наведено стартове вікно програми розрахунку твердості за методом Брінелля. У вікні відображено основні елементи, необхідні для роботи користувача: схему процесу вдавлення кулькового індентора, формулу визначення твердості, основні параметри випробування та зону виведення результатів. Така структура інтерфейсу забезпечує наочність розрахунку і спрощує використання програми під час контролю якості деталей машин із матеріалів середньої твердості. На рисунку 2 показано стартове вікно програми розрахунку твердості за методом Роквелла. Інтерфейс містить візуалізацію етапів випробування, пов'язаних із попереднім та основним навантаженням, а також блок відображення результатів вимірювання твердості за відповідною шкалою. Особливістю цього комплексу є орієнтація на швидке отримання результатів без необхідності вимірювання геометричних параметрів відбитка, що особливо важливо в умовах оперативного виробничого контролю.



Рисунок 1 – Стартове вікно програми розрахунку твердості за методом Брінелля [1]

На рисунку 3 представлено стартове вікно програми розрахунку твердості за методом Віккерса. У структурі інтерфейсу передбачено відображення схеми утворення відбитка пірамідальним індентором, формули розрахунку твердості та блоку введення і обробки значень діагоналей відбитка. Цей комплекс доцільно застосовувати для дослідження твердості тонких поверхневих шарів, зміцнених зон і малогабаритних деталей, де потрібна вища точність вимірювання.

Програмно-методичний комплекс вимірювання твердості за методом Роквелла

Метод Роквелла

Вимірювання твердості металів і сплавів

Принцип методу Роквелла

1. Попереднє навантаження F_0
2. Основне навантаження F_1
3. Зняття основного навантаження
4. Вимірювання глибини проникнення h

Твердість за Роквеллом визначається за глибиною проникнення індентора.

Формула розрахунку

$$HR = N - \frac{h}{s}$$

HR – число твердості за Роквеллом
N – стала для шкали (HRA, HRB, HRC...)
h – приріст глибини проникнення, мм
s – ціна поділки = 0,002 мм

Основні шкали Роквелла

Шкала	Індентор	Основне навантаження F_1	N
HRA	Алмазний конус 120°	60 кгс	100
HRB	Кулька Ø 1,588 мм	100 кгс	130
HRC	Алмазний конус 120°	150 кгс	100

Результати вимірювання

Шкала: HRC
Результат: 62.5 HRC
Глибина проникнення h: 0.075 мм

Оцінка якості
✓ Відповідає вимогам

Журнал вимірювань

№	Шкала	Результат	h (мм)	Дата/Час
1	HRC	62.5	0.075	24.05.2024 10:15
2	HRC	61.8	0.078	24.05.2024 10:17
3	HRC	63.1	0.072	24.05.2024 10:19

Start

Рисунок 2 – Стартове вікно програми розрахунку твердості за методом Роквелла [2]

Програмно-методичний комплекс вимірювання твердості за методом Віккерса

Метод Віккерса

Вимірювання твердості металів і сплавів

Принцип методу Віккерса

1. Прикладення навантаження F
2. Втіс індентора в поверхню зразка
3. Утворення відбитка (піраміда)
4. Вимірювання діагоналей відбитка d_1, d_2

Твердість за Віккерсом визначається за діагоналями відбитка пірамідального індентора.

Формула розрахунку

$$HV = \frac{1.8544 F}{d^2}$$

HV – число твердості за Віккерсом
F – навантаження, кгс (або Н)
d – середня довжина діагоналей відбитка, мм
1.8544 – геометрична стала для піраміди з кутами між протилежними гранями 136°

Рекомендовані навантаження

Матеріал	Діапазон твердості	Рекомендоване навантаження F
М'які метали	до 200 HV	0.1 – 1 кгс
Сталі, кольорові сплави	200 – 1000 HV	1 – 10 кгс
Тверді матеріали	понад 1000 HV	10 – 50 кгс

Тип індентора

Алмазна піраміда з кутами між протилежними гранями 136°

Одиниці вимірювання

HV (кгс/мм²) HV (Н/мм²)
1 кгс = 9.80665 Н

Результати вимірювання

Навантаження F: 10 кгс
Діагоналі відбитка:
 $d_1 = 0.0284$ мм
 $d_2 = 0.0286$ мм
Середня діагональ d: 0.0285 мм
Результат: 550 HV

Оцінка якості
✓ Відповідає вимогам

Журнал вимірювань

№	Навантаження (кгс)	HV	d (мм)	Дата/Час
1	10	550	0.0285	24.05.2024 10:21
2	10	542	0.0290	24.05.2024 10:24
3	10	558	0.0281	24.05.2024 10:27
4	10	549	0.0287	24.05.2024 10:30

Start

Рисунок 3 – Стартове вікно програми розрахунку твердості за методом Віккерса [3]

Оцінка якості деталей машин за твердістю за допомогою розроблених програмно-методичних комплексів здійснюється шляхом послідовного визначення, обробки, аналізу та інтерпретації результатів вимірювання твердості за методами Брінелля, Роквелла та Віккерса. Такий підхід дає змогу не лише отримати числове значення твердості, а й зробити обґрунтований

висновок щодо придатності деталі до експлуатації, правильності термічної обробки, ступеня зміцнення поверхневого шару, зносостійкості та відповідності матеріалу встановленим технічним вимогам.

На першому етапі виконується вибір методу контролю залежно від матеріалу деталі, її геометричних розмірів, стану поверхні та вимог до точності оцінювання. Для масивних деталей із матеріалів середньої твердості доцільно застосовувати програмний комплекс розрахунку твердості за методом Брінелля. Для оперативного виробничого контролю, коли необхідно швидко отримати результат без вимірювання відбитка, використовують програмний комплекс за методом Роквелла. Для малогабаритних деталей, тонких поверхневих шарів, локально зміцнених зон або випадків, коли потрібна вища точність, застосовують програмний комплекс за методом Віккерса.

На другому етапі до програми вводять або зчитують результати первинного експерименту. У комплексі Брінелля такими даними є діаметр кулькового індентора, прикладене навантаження, час витримки під навантаженням і середній діаметр відбитка. Програма автоматично обчислює твердість за Брінеллем за стандартною формулою та подає результат у встановленому форматі. У комплексі Роквелла вихідними даними є вибрана шкала, тип індентора та глибина проникнення індентора під дією основного навантаження. На основі цих даних програма визначає твердість за відповідною шкалою Роквелла. У комплексі Віккерса вводяться значення навантаження та двох діагоналей відбитка, після чого виконується автоматичний розрахунок числа твердості за Віккерсом.

На третьому етапі програмні комплекси здійснюють математичну обробку результатів і переводять первинні виміряні параметри у значення твердості. Саме на цьому етапі усувається значна частина можливих похибок ручного розрахунку, забезпечується єдність підходу до обчислення та підвищується достовірність оцінювання. Програми можуть одночасно відображати не лише кінцеве число твердості, а й основні параметри випробування, що дозволяє контролювати правильність виконання процедури.

На четвертому етапі здійснюється безпосередня оцінка якості деталі машин. Отримане значення твердості порівнюють із нормативними, довідковими або технологічно заданими значеннями для конкретної деталі, матеріалу чи режиму обробки. Якщо твердість відповідає встановленому діапазону, то роблять висновок, що матеріал деталі, її структура і стан поверхневого шару відповідають вимогам. Якщо твердість занижена, це може свідчити про недостатню термічну обробку, знижений опір зношуванню, недостатню міцність або незадовільний стан зміцненого шару. Якщо твердість завищена, це може бути ознакою надмірного загартування, підвищеної крихкості або виникнення ризику руйнування деталі в умовах ударного чи змінного навантаження.

Практична цінність використання саме трьох програмних комплексів полягає в тому, що вони забезпечують комплексний підхід до контролю якості деталей машин. Метод Брінелля є доцільним для загальної оцінки якості великих деталей і заготовок. Метод Роквелла забезпечує швидкий

технологічний контроль деталей високої твердості. Метод Віккерса дозволяє проводити більш тонкий аналіз якості поверхневого шару, локальних ділянок та малих деталей. Отже, спільне використання цих програмних засобів охоплює широкий клас деталей машин і різні виробничо-експлуатаційні ситуації.

Крім власне розрахунку, програмні комплекси виконують ще одну важливу функцію - документування результатів контролю. Вони дозволяють формувати журнал вимірювань, накопичувати результати для подальшого аналізу, відстежувати повторюваність показників, порівнювати дані для різних партій деталей і виявляти відхилення технологічного процесу. Це особливо важливо для систем технічного контролю, ремонту, відновлення і діагностування деталей будівельних, дорожніх та транспортних машин.

Таким чином, оцінка якості деталей машин за твердістю за допомогою трьох програмних комплексів здійснюється як послідовний процес: вибір відповідного методу, введення експериментальних даних, автоматизований розрахунок твердості, порівняння результату з нормативними вимогами та формування висновку про якість деталі. Такий підхід підвищує об'єктивність контролю, скорочує час обробки результатів і створює надійну основу для прийняття технічних рішень щодо придатності деталей до експлуатації.

Література

1. Moshchenok V. I. *Development of the Brinell Method: For Macro-, Micro- and Nano-Ranges*. – [English edition]. – USA, Amazon, Independently published, 2025. – 244 p. – ISBN 979-8263207595.

– Url: <https://www.amazon.com/dp/B0FPF597BD>

2. Moshchenok V. I. *Rockwell Hardness Method: Theory, Practice and Evolution*. – [English edition]. – USA, Amazon, Independently published, 2026. – 191 p. – ISBN 979-8243638975.

– Url: <https://www.amazon.com/dp/B0GGCGLHFX>

3. Мощенко В. І. *Фізичні основи визначення твердості за Віккерсом*. – [Ukraine edition]. – USA, Amazon, Independently published, 2026. – 291 с. – ISBN 979-8258441959. – Url: <https://www.amazon.com/dp/B0GY7LFQ3G>.

УДК 621.867.8:621.798

Д. В. Бодак, аспірант

М. М. Нестеренко, к.т.н., доцент

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

ВІБРАЦІЙНІ УСТАНОВКИ ДЛЯ УЩІЛЬНЕННЯ НАСИПНИХ ВАНТАЖІВ

У сучасних технологічних процесах пакування, транспортування та складського зберігання насипних вантажів важливе значення має забезпечення ефективного використання об'єму тари. Під час заповнення коробів, мішків, барабанів, контейнерів або біг-бегів між частинками матеріалу утворюються

порожнини, що зменшують фактичну масу продукції в одиниці пакування. У подальшому, під дією транспортних коливань, насипний вантаж самоущільнюється, унаслідок чого частина корисного об'єму тари на етапі відвантаження фактично використовується нераціонально.

Одним із ефективних способів підвищення щільності укладання насипних матеріалів є застосування вібраційних установок. За конструктивним виконанням такі машини можуть бути представлені у вигляді вібраційних столів, низькопрофільних платформ, роликів, вібростолів, установок для ущільнення матеріалу в коробах, барабанах, мішках і великогабаритних контейнерах. На офіційних матеріалах виробників зазначено, що вібраційні столи застосовують для осадження продуктів у формах, мішках, коробах і контейнерах, а також для ущільнення матеріалів і видалення повітряних включень [1].

Принцип роботи таких установок полягає у передаванні тарі з матеріалом керованої вібраційної дії. У результаті цього відбувається переміщення частинок насипного середовища, руйнування нестійких склепінь, зменшення міжчастинкових порожнин і зниження висоти насипу. Це дозволяє збільшити масу матеріалу в тій самій тарі, покращити стабільність пакування та зменшити подальше осідання вантажу під час транспортування.

Для ущільнення вантажів у коробах і контейнерах широко застосовуються плоскі вібраційні столи. Робоча поверхня виконується у вигляді жорсткої платформи, на яку встановлюється тара з матеріалом. Віброзбудувач розміщується на рамі або безпосередньо на робочому органі, що дає змогу формувати коливальний рух платформи. Перевагою таких машин є простота конструкції, можливість інтеграції у виробничу дільницю та використання для різних типів тари.



Рисунок 1 – Вібраційна установка для ущільнення насипного матеріалу в циліндричній тарі

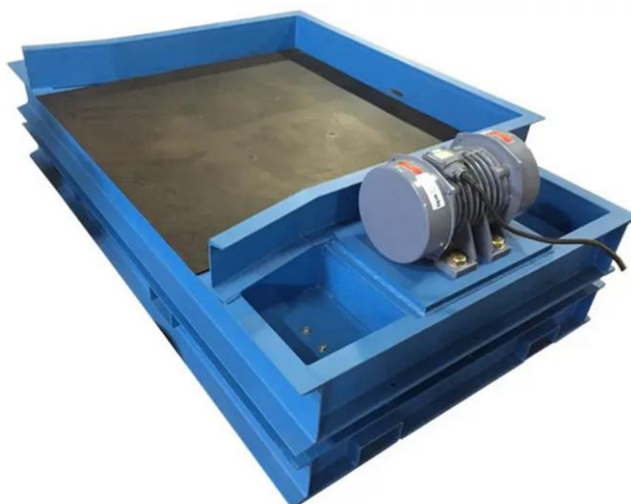


Рисунок 2 – Вібраційний стіл із плоскою робочою платформою для ущільнення насипних вантажів у тарі

У промислових лініях пакування доцільним є застосування вібростолів, інтегрованих із транспортними системами. Такі конструкції є зручними для

автоматизованих процесів, оскільки дозволяють поєднувати операції транспортування, дозування та ущільнення безпосередньо в межах однієї технологічної лінії.

Використання вібраційної дії особливо ефективно під час пакування легких, волокнистих, гранульованих або неоднорідних матеріалів. У цьому випадку вібраційна дія сприяє осіданню суміші, заповненню вільного простору між частинками та зменшенню загального об'єму насипу. За даними виробників вібраційних систем, застосування ущільнювальних столів під час заповнення коробів може дати змогу збільшити масу матеріалу в тій самій тарі до 20 %, залежно від властивостей продукту [2].



Рисунок 3 – Вібраційна платформа з двома вібробудувачами для ущільнення вантажів у коробах і контейнерах



Рисунок 4 – Ущільнення насипного вантажу в картонній тарі на вібраційній платформі



Рисунок 5 – Вібраційна система для заповнення та ущільнення насипного матеріалу у FIBC-контейнері

На офіційному сайті Specialty Equipment зазначено, що в подібних системах піддон із тарою може підніматися і вібрувати під час циклу заповнення, що сприяє зниженню кута природного укосу матеріалу та його ущільненню [3]. Ефективність роботи вібраційних установок для ущільнення насипних вантажів залежить від фізико-механічних властивостей матеріалу, маси завантаженої тари, жорсткості опор, типу вібробудувача, напрямку коливань і тривалості дії.

Окрему групу становлять установки для заповнення та ущільнення великогабаритних м'яких контейнерів типу FIBC. Такі системи, як правило, поєднують операції подачі порожнього піддона, встановлення тари, дозування

матеріалу, вібраційного осадження, вагового контролю та вивантаження заповненого контейнера.

Для добре сипких матеріалів достатньою може бути помірна вібраційна дія, спрямована переважно на осадження шару. Для матеріалів, схильних до зависання, злежування або утворення склепінь, доцільним є застосування інтенсивніших режимів або комбінованої дії з вертикальною та горизонтальною складовими коливань.

Важливою перевагою таких установок є можливість їх адаптації до різних виробничих умов. Вібраційні столи можуть працювати як окремі машини або входити до складу автоматизованих пакувальних ліній. Вони можуть комплектуватися електричними чи пневматичними віброзбуджувачами, роликowymi транспортерами, ваговими платформами, системами керування та пристроями для фіксації тари.

Література

1. Tinsley Equipment Company. *Vibration Tables. Official website.* URL: <https://www.tinsleycompany.com/category/vibration-tables/>
2. Martin Vibration Systems & Solutions. *Reduces Shipping Costs. Official website.* URL: <https://www.shake-it.com/application/reduces-shipping-costs/>
3. Specialty Equipment Corporation. *Dry Solids Bag and Box Filling System. Official website.* URL: <https://specialtyequipment.com/product/dry-solids-ibcfibc-filler/>

УДК 629.02

М. О. Скорик, старший викладач

І. О. Ащанулов, магістрант

Є. Д. Лебедев, магістрант

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПРУЖИННОЇ ПІДВІСКИ ІЗ ПАРАЛЕЛЬНИМ З'ЄДНАННЯМ ГАСИЛЬНОГО ТА ПРУЖНОГО ЕЛЕМЕНТІВ ПІД ДЕЯКИМ ВЗАЄМНИМ КУТОМ

Метою дослідження є поведінка підвіски, яка складається із пружного і гасильного елементів, що з'єднані паралельно під деяким взаємним кутом. У теперішній час така конструкція застосовується у багатьох автомобільних виробників. Вигляд загальний такої підвіски представлений на рисунку 1, а її схема із прикладеними силами – на рисунку 2.

Відомо, що найбільшої руйнівної шкоди на підвіску завдає дорожнє полотно, яке має періодичний (в окремому випадку – гармонійний) профіль поверхні. Для дослідження виберемо такий профіль, тоді рух нижньої точки пружини буде описуватися за гармонійним законом.

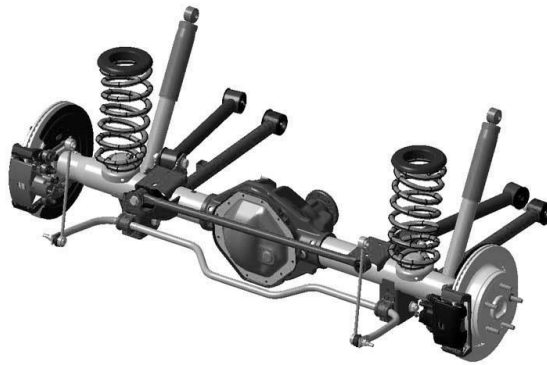


Рисунок 1 – Незалежна (напівзалежна) торсіонно-важільна підвіска із пружним і гасильним елементами, що з'єднані паралельно під деяким взаємним кутом

Переміщення центра колеса під дією вимушених коливань x , м

$$x(t) = A \cdot \cos \omega t, \quad (1)$$

де A – амплітуда коливань, м;

ω – частота коливань центра колеса автомобіля, с^{-1} .

Рівняння (2) пов'язує частоту вимушених коливань центра колеса ω , швидкість автомобіля v і довжину хвилі профілю дороги λ

$$\frac{2 \cdot \pi}{\lambda} = \frac{\omega}{v}, \quad (2)$$

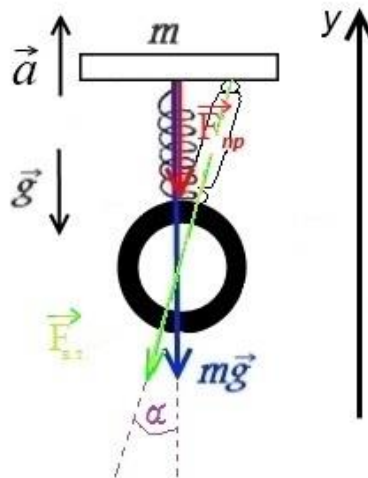


Рисунок 2 – Схема пружинної підвіски із паралельним з'єднанням в'язкого та пружного елементів під деяким взаємним кутом

Для даної підвіски II закон Ньютона, застосовуючи закон в'язкого тертя і закон Гука та проектуючи всі сили у вертикальній площині [1, 2]

$$m \cdot a_y = -k \cdot \Delta y - \eta \cdot v \cdot \cos \alpha - m \cdot g, \quad (3)$$

де α – кут взаємного розташування пружного та гасильного елементів підвіски, град.

$$m \cdot Y''(t) = -k \cdot [Y(t) - y(t)] - \eta \cdot [Y'(t) - y'(t)] \cos \alpha - m \cdot g. \quad (4)$$

Із теореми Піфагора

$$\cos \alpha = \frac{Y(t) - y(t)}{\sqrt{(Y(t) - y(t))^2 + b^2}}, \quad (5)$$

де b – відстань між точками кріплення пружного та гасильного елементів до остова автомобіля, м.

Застосовуючи (1) до (3) і (4) закон руху точки кріплення гасильного елемента до остова прийме вигляд диференціального рівняння другого порядку

$$m \cdot Y''(t) = -k \cdot [Y(t) - A \cdot \cos \omega \cdot t] - \\ - \eta \cdot [Y'(t) + A \cdot \omega \cdot \sin \omega \cdot t] \cdot \frac{Y(t) - A \cdot \cos \omega \cdot t}{\sqrt{(Y(t) - A \cdot \cos \omega \cdot t)^2 + b^2}} - m \cdot g. \quad (6)$$

Отже, математично описавши рух колеса у подальшому можливо виконати розрахунки і дослідити підвіску автомобіля, яка матиме оптимальні результати.

Література

1. Шваб'юк В. І. *Опір матеріалів : Навч. посіб. для студентів ВНЗ. Рекомендовано МОН. К.: 2009. 380 с.*
2. Єжов С. М., Макарець М. В., Романенко О. В. *Класична механіка. — К.: ВПЦ "Київський університет", 2008. — 480 с.*

УДК 629.03

М. О. Скорик, старший викладач

К. С. Дубина, студент

Є. А. Богуславський, студент

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

ПЕРСПЕКТИВИ ЗАСТОСУВАННЯ РОТОРНО-ПОРШНЕВИХ ДВИГУНІВ НА АВТОМОБІЛЯХ

Однією з альтернатив автомобільного двигуна внутрішнього згоряння є роторно-поршневий двигун (РПД), який часто називають ім'ям його винахідника – двигуном Ванкеля. Один із перших двигунів, створених Ванкелем (DKM 54), мав робочий об'єм 0,25 л та розвивав потужність близько 20 кВт при частоті обертання 17000 хв⁻¹. Вже в 1958 році побачив світ перший автомобіль із серійним РПД.

В даний час тільки компанія Mazda серійно випускає автомобілі з двигуном Ванкеля.

Головна важлива перевага роторних двигунів – це повна відсутність зворотно - поступальних рухів будь-якого типу, а відповідно: постійних циклічних прискорень та знакозмінних інерційних навантажень на деталі двигуна. Саме подібні навантаження не дають традиційним поршневим двигунам значно збільшувати оберти обертання свого валу та нарощувати потужність.

Друга перевага полягає в тому, що обертання ротора безпосередньо

передається на вал двигуна без додаткових механізмів. Це спрощує конструкцію та забезпечує рівномірний крутний момент. У поршневих двигунах кривошипно-шатунний механізм створює змінний момент, що ускладнює роботу на низьких обертах. Тому роторні двигуни ефективніші в умовах міського руху з частими зупинками.

Порівняно з поршневим ДВЗ – роторний двигун не потребує деяких механізмів і систем, а саме: механізму газорозподілу, КШМ і відповідно – у корпусних розмірах картера для розміщення цих механізмів, а також систем запалювання та глушення відпрацьованих газів. Наслідком цього є набагато більша, ніж у поршневих двигунів питома (на 1 кг маси) потужність, а також відносна простота в обслуговуванні та ремонті.

Незважаючи на зазначені переваги довгий час РПД не чинили серйозної конкуренції поршневим ДВЗ. Основною причиною цього була недосконалість ущільнення робочої камери, наслідком чого була підвищена витрата паливно-мастильних матеріалів і, відповідно, низькі екологічні показники, наприклад, двигун ДКМ 54 мав питому витрату палива близько 340 г/(кВт×год), що на 5–10% більше, ніж в поршневих двигунів тих років.

Крім того, з'єднання ротора з вихідним валом через ексцентриковий механізм створює тиск між поверхнями, які труться, що в поєднанні з високою температурою, призводить до додаткового зношування і нагрівання двигуна. У зв'язку з цим, виникає підвищена вимога до періодичної заміни оливи.

Тим не менш, двигун Ванкеля є зараз однією з найбільш перспективних альтернатив поршневому ДВЗ, що мають шанси на серійну реалізацію.

Однією з підстав для такого твердження є досягнення фірми Mazda, чий РПД Renesis [1] визнаний двигуном 2003 року. Автомобіль RX-8 із цим двигуном задовольняє нормам токсичності Euro-5 і при більш ніж удвічі збільшеній номінальній частоті обертання валу двигуна моторесурс цього РПД не поступається ресурсу поршневого двигуна.

Водночас резерви для подальшого зниження експлуатаційної витрати РПД ще не вичерпані. Ці резерви пов'язані значною мірою з можливістю підвищення паливної економічності двигуна під час його роботи на часткових навантаженнях.

Широко поширений спосіб зниження витрати палива в поршневих ДВЗ за допомогою збільшення коефіцієнта надлишку повітря мало прийнятний для роторних двигунів. Це пов'язано із особливістю камери згоряння РПД. Наявність затиснених зон на периферії камери згоряння призводить до уповільнення швидкості згоряння палива навіть при складах стехеометрических суміші.

Збіднення суміші ще більше посилює цей процес, і спричинить підвищення нерівномірності згоряння і збільшення у складі відпрацьованих газів частки незгорілих вуглеводнів.

Таким чином, одним з основних шляхів підвищення паливної економічності РПД є усунення недогорання палива камери згоряння.

Найбільш поширеним рішенням зазначеної проблеми є оптимізація місць розташування свічок запалювання, їх кількості та параметрів системи

запалення. Так, наприклад, за рахунок застосування двох свічок запалювання вдається приблизно на 6% скоротити витрату палива, і, відповідно, зменшити викиди токсичних компонентів з відпрацьованими газами. Із метою підвищення потужності та деякого зниження витрати палива компанія Mazda застосовувала навіть систему запалювання з трьома свічками запалювання на двигуні R26B [2]. Додаткова свічка запалювала паливоповітряну суміш в області, що прилягає до задньої вершини ротора, збільшуючи швидкість згоряння суміші.

Іншим способом зменшити недогорання палива є розшарування заряду. На практиці розшарування заряду в камері згоряння здійснюється таким чином, щоб ту частину камери, в яку полум'я не може проникнути, потрапляла б, по можливості, максимально збіднена паливоповітряна суміш.

Одним із перспективних способів поліпшення експлуатаційних характеристик ДВЗ є зміна робочого об'єму. Особливості конструкції та кінематики ротора РПД такі, що змінити робочий об'єм можна лише побічно, наприклад, відключенням частини циліндрів або пропуском частини робочих циклів. При відключенні частини робочих циклів вони для збереження ефективної потужності двигуна повинні мати великий індикаторний ККД, що в результаті призводить до зниження витрати палива.

Дуже перспективним напрямом зниження токсичності в РПД є застосування альтернативних палив, насамперед газоподібних. Так, наприклад, компанії Mazda випустила в серійне виробництво автомобіль RX-8 Hydrogen RE, що працює і на водні, і на бензині. Використання водню як моторного палива дозволило японським інженерам повністю позбавитися вмісту у відпрацьованих газах оксиду вуглецю CO_2 . При цьому потужність двигуна склала 80 кВт, що менше, ніж у аналогічного двигуна, що працює на бензині (145 кВт). Пояснення цьому в необхідності використовувати сильно збіднену паливоповітряну суміш для зниження температури згоряння, від якої, головним чином, залежить вміст у відпрацьованих газах оксиду азоту NO_x . Необхідно відзначити той факт, що двигун Ванкеля більш пристосований до роботи на водні ніж поршневий двигун, внаслідок зниження ризику калільного запалювання.

Одним із недоліків застосування водню як моторного палива є його висока плинність. При попаданні в моторну оливу водень окислюється і утворює воду, що може викликати появу корозії на елементах двигуна.

Іншим способом застосування водню є його використання як додаткового палива при організації розшарування паливоповітряної суміші. При такій організації робочого процесу основне паливо (збіднена бензоповітряна або газоповітряна суміш) подається безпосередньо в камеру згоряння, а порція водню впорскується у зону міжелектродного зазору свічки запалювання. Це дозволяє суттєво знизити запас водню, що зберігається на борту автомобіля, знизивши цим витрати на використання газу.

Все вищесказане показує, що з істотним потенціалом, двигун Ванкеля є нині однією з реально існуючих альтернатив традиційному поршневому двигуну.

Література

1. Masaki Ohkubo, Seiji Tashima, Ritsuharu Shimizu, Suguru Fuse and Hiroshi Ebino Developed Technologies of the New Rotary Engine (RENESIS)//SAE Paper. 2004. – № 2004-01-1790.

2. Ritsuharu Shimizu, Tomoo Tadokoro, Toru Nakanishi, and Junichi Funamoto Mazda 4-Rotor Rotary Engine for the Le Mans 24-Hour Endurance Race//SAE Paper. 1992. – № 920309.

УДК 629.02

М. О. Скорик, старший викладач

В. В. Момот, магістрант

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

ВИБІР ДАТЧИКА ДЛЯ КОНТРОЛЮ ЗАЛИШКОВОГО РЕСУРСУ ГАЛЬМІВНИХ КОЛОДОК ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ ТА МІСЦЯ ЙОГО ВСТАНОВЛЕННЯ

У даний час системи діагностування отримали великий розвиток в автомобільній промисловості. Сучасні системи бортового діагностування автомобіля мають дискретний характер відображення даних, тобто при виникненні несправності загоряється відповідна сигнальна лампочка, яка інформує водія про те, що несправність вже є в автомобілі. Але людям потрібна додаткова інформація про стан їхнього автомобіля – їм потрібно знати, скільки часу прослужить їхній автомобіль.

Не можливо врахувати всі непередбачені події на дорозі, але передбачити, наскільки швидко буде зношуватися той чи інший елемент, цілком можливо. Завдання полягає в тому, щоб відстежити тенденцію зношування деталі або вузла та надати водієві інформацію про те, наскільки деталь або вузол можуть підтримувати справний стан.

Метою дослідження є необхідність розроблення методу постійного контролю залишкової товщини фрикційних накладок гальмівних колодок для підвищення безпечної експлуатації автомобілів.

Для вирішення поставленої мети необхідно підібрати відповідний датчик та визначити місце його встановлення на різних типах гальмівних механізмів автомобіля.

Найкраще для наших цілей підходить індуктивний датчик (або індуктивний лінійний перетворювач). Індуктивні лінійні перетворювачі широко застосовуються в різноманітних промислових системах завдяки високій надійності, порівняно невисокій вартості та практично необмеженому терміну служби. Принцип дії датчиків переміщення заснований на індуктивному перетворенні механічного руху в електричний сигнал. Індуктивні датчики є безконтактними, оскільки між рухомим сердечником і обмоткою є зазор. Завдяки цьому дані датчики практично не піддаються зносу. Міцний корпус дозволяє використовувати їх у важких умовах – під дією тиску, високих

температур, води. І це саме ті якості, які повинен задовільнити автомобільний датчик.

Переглянувши велику кількість існуючих конструктивних виконань запропонованих датчиків, виберемо датчики LVDT серії RM фірми WayCon Engineering GmbH.

LVDT (диференціальний трансформатор для вимірювання лінійних переміщень) – індуктивний датчик, який чудово підходить для використання в жорстких промислових умовах, наприклад високі діапазони температури і тиску, а також високі прискорення і велика кількість циклів вимірювань. Серія RM це висока надійність і точність у маленькому корпусі, вона розроблена для використання в промисловості та в лабораторних умовах. Серія RM також доступна як герметична гідравлічна модель (до 400 бар) для встановлення в гідравлічні циліндри. Із 2013 року електроніка ІМСА та КАВ забезпечена вбудованим моніторингом обриву кабелю і повністю гальванічно розв'язана. Вихідний сигнал оптимізований для стійкості до перешкод із дуже низьким залишковим шумом. Це гарантує максимальне розширення та точність вимірювань.

Вібростійкість обраного датчика серії RM становить 10G, що достатньо для встановлення на легковий автомобіль, як систему, на яку діють значні вібрації.

Щодо місця встановлення, то на дисковому гальмівному механізмі запропонований датчик лінійних переміщень встановлений на напрямній супорта, як показано на рисунку 1.

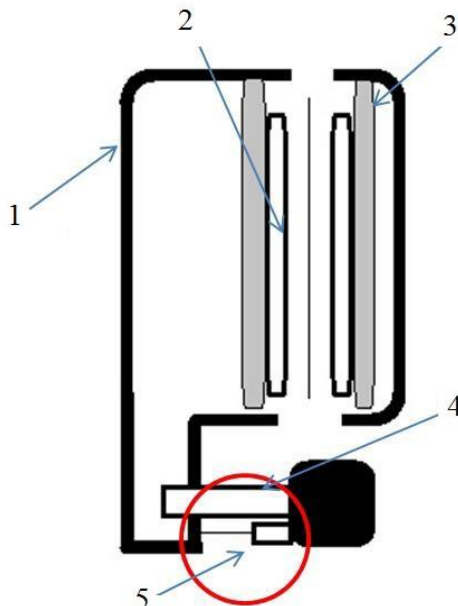


Рисунок 1 – Розташування датчика лінійних переміщень на дисковому гальмівному механізмі:

1 – супорт; 2 – накладка; 3 – колодка; 4 – напрямна супорта; 5 – датчик

У міру зношування фрикційних накладок гальмівних колодок під час натискання педалі гальм зазор між колодками зменшується, хід супорта по напрямній збільшується і датчик буде спрацьовувати, вимірюючи величину

спрацювання.

На барабанному гальмівному механізмі датчик лінійного переміщення встановлюється поблизу натягувача гальма як показано на рисунку 2.

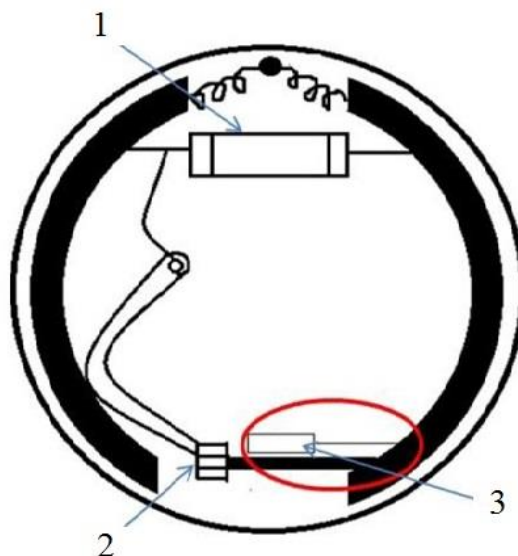


Рисунок 2 – Розташування датчика лінійних переміщень на барабанному гальмівному механізмі:

1 – циліндр гальмівний робочий; 2 – натягувач; 3 – датчик

Коли накладка зношується, натягувач активується, стрижень датчика висувається та надсилає сигнал до бортового комп'ютера, який обчислює залишковий термін служби фрикційних накладок гальмівних колодок.

Але для окремих марок і моделей автомобілів конструкція гальмівних механізмів може незначно відрізнятися, відповідно і місце встановлення датчика необхідно вибирати індивідуально для конкретної моделі.

Отже, представлена конструкція системи контролю залишкового ресурсу гальмівних колодок легкового автомобіля дозволяє постійно контролювати значення пробігу до граничного зношування фрикційних накладок гальмівних колодок, що, в свою чергу, дозволить підвищити безпеку руху автомобіля. Результати впровадження системи для дискових гальмівних механізмів легкових автомобілів, її калібрування та приклад часткового випадку роботи представлені у [1].

Література

1. Васильєв О.С. Підвищення безпеки експлуатації автомобілів за рахунок постійного контролю залишкової товщини фрикційних накладок гальмівних колодок / О.С. Васильєв, М.О. Скорик, М.В. Пилипенко // Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки : матеріали VI Всеукр. наук.-техн. конф. (11 травня 2023 року). – Полтава : Національний університет імені Юрія Кондратюка, 2023. – С. 83–85.

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНОГО ФАКТОРА АВТОМОБІЛЯ КАТЕГОРІЇ М1 ІЗ ВСТАНОВЛЕНИМИ ШИНАМИ РІЗНИХ ТИПОРОЗМІРІВ

Метод силового балансу автомобіля є ефективним інструментом для аналізу динамічних властивостей конкретного транспортного засобу. Проте його застосування для порівняння динаміки різних автомобілів виявляється малопридатним через значну різницю в їх масі і повній тяговій силі. У подібних випадках доцільно використовувати такі параметри, як динамічний фактор та динамічна характеристика автомобіля, які забезпечують більш універсальний і зручний підхід до оцінювання динамічної поведінки автотранспортних засобів різних типів [1, 2, 3, 4, 5, 6].

Динамічний фактор автомобіля визначає відношення вільної сили тяги, яку передають ведучі колеса, до ваги транспортного засобу G_a . У традиційній теорії автомобілебудування різницю між силами P_k та P_w також називають вільною силою тяги автомобіля.

Динамічний фактор D

$$D = \frac{P_{ki} - P_{wi}}{G_a}, \quad (1)$$

де P_k – колова сила на колесах, Н;

P_w – сила опору повітря, Н;

G_a – повна вага автомобіля, Н.

Результати розрахунку динамічного фактора для автомобіля категорії М1 із різними типорозмірами шин представимо у вигляді динамічних характеристик.

Дослідження будемо виконувати для автомобіля Peugeot Partner II (B9), у якого згідно технічних характеристик можливе встановлення кількох шин різних типорозмірів [7]. Для дослідження було обрано шини марки Bridgestone у всесезонному виконанні, а саме моделі A001 175/65 R14 ($r_k = 275$ мм), Weather Control A005 Evo 195/65 R15 ($r_k = 298$ мм), Turanza All Season 6 215/60 R16 ($r_k = 313$ мм) та 215/55 R17 ($r_k = 317$ мм) [8].

Для кращої візуалізації отриманих результатів представимо на рисунках 1 – 5 динамічні характеристики автомобіля категорії М1 для кожної передачі окремо.

Щодо від'ємних значень динамічного фактора, то покажемо на динамічних характеристиках лише перші від'ємні значення для кожної передачі, де вони наявні.

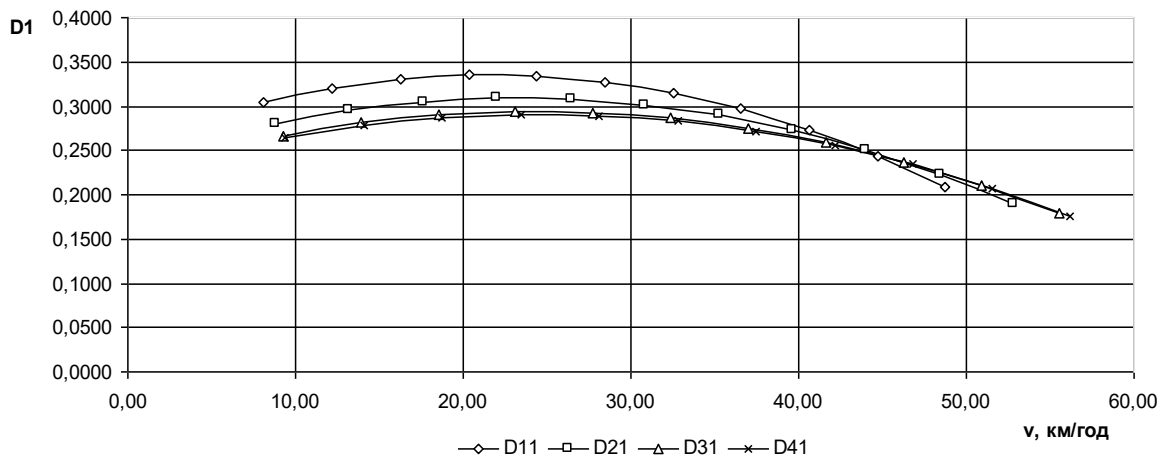


Рисунок 1 – Динамічна характеристика автомобіля Peugeot Partner II (B9) із різними моделями шин марки Bridgestone для I-ї передачі

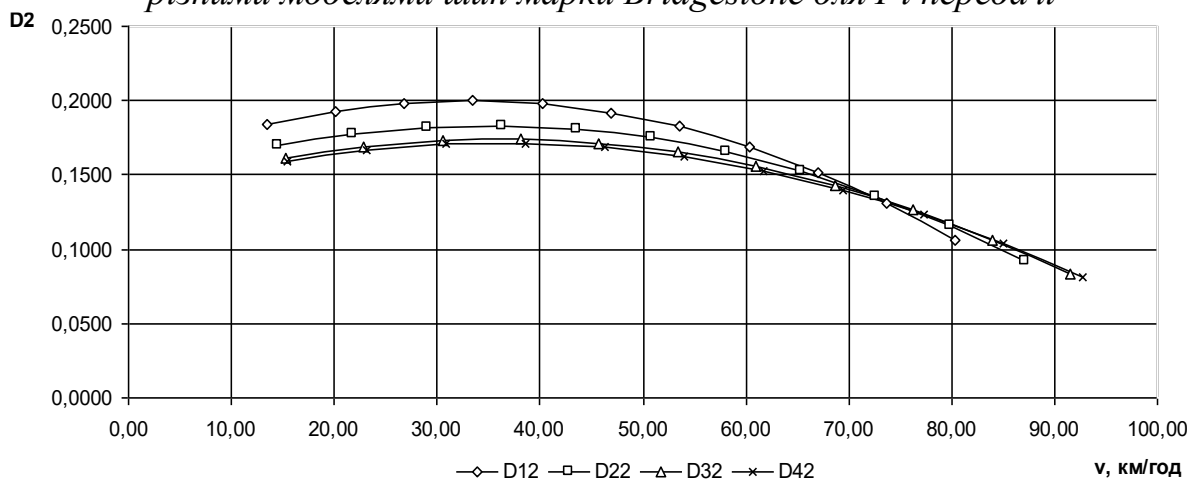


Рисунок 2 – Динамічна характеристика автомобіля Peugeot Partner II (B9) із різними моделями шин марки Bridgestone для II-ї передачі

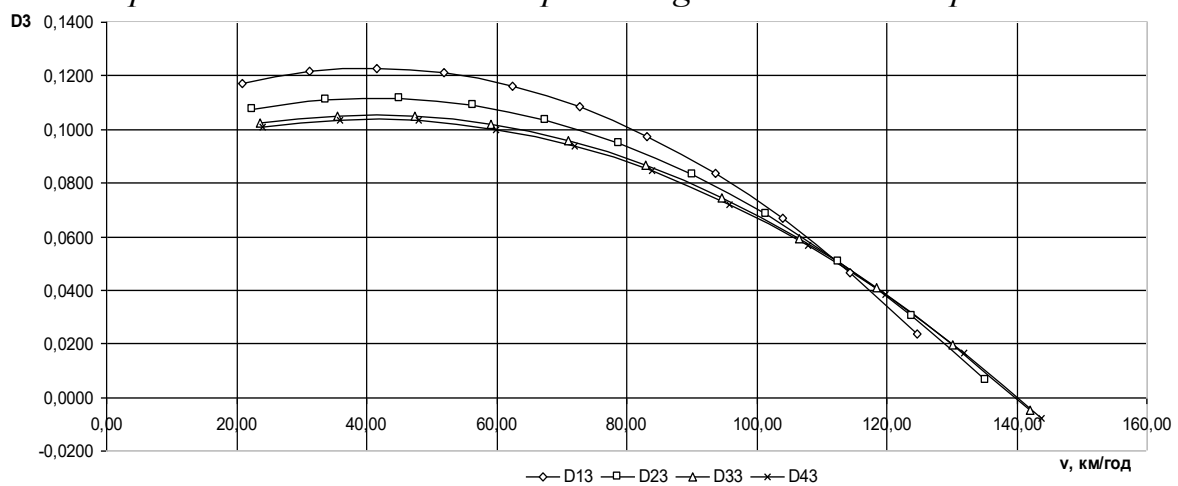


Рисунок 3 – Динамічна характеристика автомобіля Peugeot Partner II (B9) із різними моделями шин марки Bridgestone для III-ї передачі

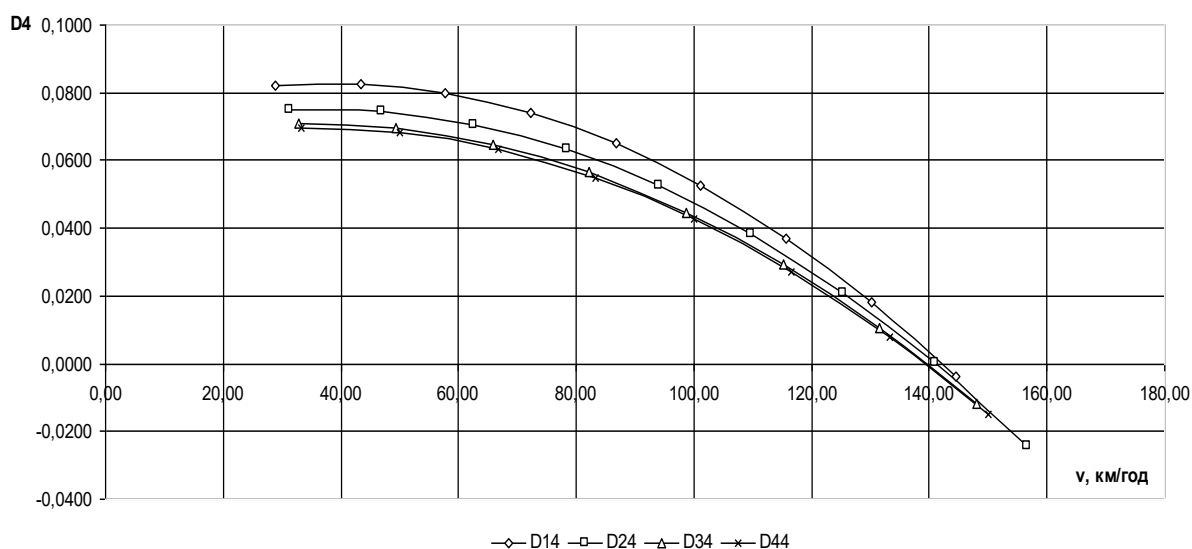


Рисунок 4 – Динамічна характеристика автомобіля Peugeot Partner II (B9) із різними моделями шин марки Bridgestone для VI-ї передачі

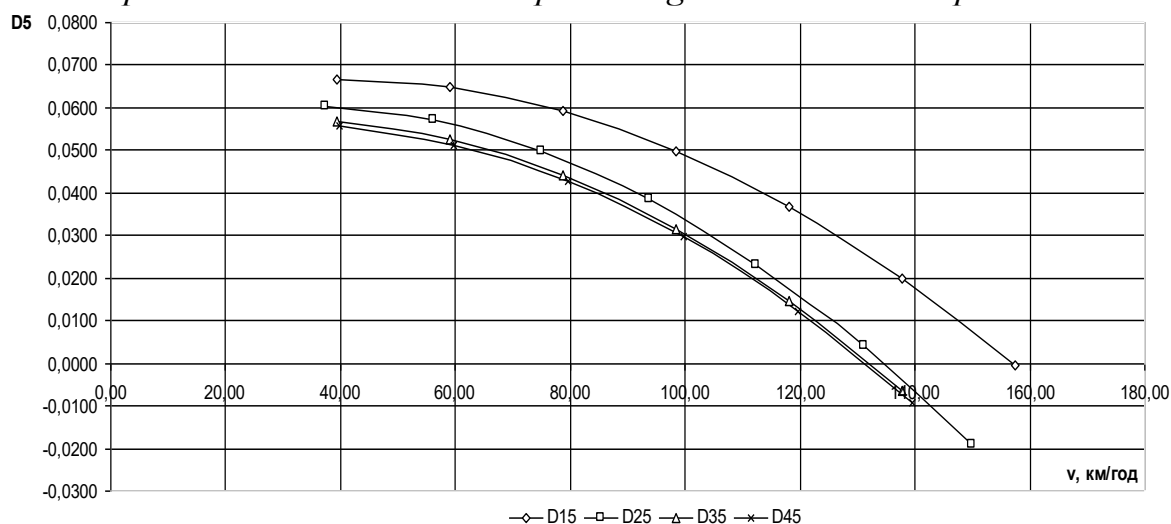


Рисунок 5 – Динамічна характеристика автомобіля Peugeot Partner II (B9) із різними моделями шин марки Bridgestone для V-ї передачі

Отже, аналізуючи результати розрахунку динамічного фактора автомобіля Peugeot Partner II (B9) із різними моделями шин марки Bridgestone, можна зробити висновок, що зміна типу шин досить суттєво впливає на значення динамічного фактора. За однаковими технічними характеристиками автомобіля із шинами Turanza All Season 6 розмірами 215/60 R16 та 215/55 R17 вже на третій передачі динамічний фактор набуває від'ємного значення. Це показує, що значення сили опору повітря P_w буде більше колової сили P_k на ведучих колесах автомобіля. Рух в таких умовах неможливий.

Щодо 4-ї та 5-ї передач, то від'ємні значення були отримані за менших значень частоти обертання колінчатого вала ДВЗ, тобто рух стає неможливим на менших обертах ДВЗ, запас ходу автомобіля на цих передачах лежить у меншому діапазоні ніж для коліс A001 (175/65 R14) та Weather Control A005 Evo (195/65 R15), що потрібно враховувати.

Також за динамічними характеристиками автомобіля Peugeot Partner II (B9)

із різними моделями шин марки Bridgestone для VI-ї та V-ї передач, які представлені на рисунках 4 – 5, можна зробити висновок, що із збільшенням радіуса кочення r_k від’ємне значення динамічного фактору настає при меншій швидкості руху автомобіля, хоча збільшення радіуса і призводить до збільшення загальної швидкості руху на інших передачах, що також потрібно враховувати під час вибору режимів руху автомобіля.

Література

1. Волков В. П., Вільський Г. Б. *Теорія руху автомобіля : підручник*. Суми : Університетська книга, 2015. 320 с.
2. Шуклінов С. М., Альокса М. М. *Автомобіль. Теорія та експлуатаційні властивості : навч. посіб.* Харків : ФОП Бровін О. В., 2022. 280 с.
3. Сахно В. П. *Автомобілі. Теорія : навчальний посібник* / В.П. Сахно, В.І. Сирота, В.М. Поляков [та ін.]. – Одеса : Військова академія, 2017. 414 с.
4. Біліченко В. В., Добровольський О. Л., Огневий В. О., Смирнов Є. В. *Автомобілі : теорія експлуатаційних властивостей : навч. посіб.* Вінниця: ВНТУ, 2017. 163 с.
5. Сахно В.П. та ін. *Експлуатаційні властивості автотранспортних засобів. В 3 ч. Ч. 1. Динамічність та паливна економічність автотранспортних засобів : навчальний посібник* / В.П. Сахно, А.П. Костенко, М.І. Загороднов та ін. Вид-во «Ноулідж», 2014. 444 с.
6. Сахно В. П., Безбородова Г. Б., Маяк М. М., Шарай С. М. *Автомобілі : Тягово-швидкісні властивості та паливна економічність : навч. посібник*. К.: В-во «КВІЦ», 2004, 174 с.
7. *Технічні характеристики Peugeot Partner Family Edition (1.6 MT) Компактвен: II (2008 – 2012), бензин, 90 к.с.* – URL : <https://tech.carta.ua/peugeot/partner/14617/16757/spec/123887/> (дата звернення : 21.04.2026).
8. *Всесезонні шини Bridgestone.* – URL : <https://shiny-diski.com.ua/uk/tires/allseason/bridgestone> (дата звернення : 21.04.2026).

УДК 693.6.002.5

Д. С. Явтушенко, студент

М. В. Шаповал, к.т.н., доцент

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

ВИЗНАЧЕННЯ ТРУДОМІСТКОСТІ ТА ВАРТОСТІ ТО КРОСОВЕРІВ НА СТО

На основі даних представлених Тойота Центр Полтава "Компанія "Стар Лайн" визначено трудомісткості [1, 2] та вартісні показники (рис. 1, 2) проведення технічного обслуговування автомобілів з урахуванням корегуючих коефіцієнтів.

Встановлено основні операції під час проведення ТО серійних кросоверів Toyota RAV4 різних концепцій, проведено нормування часу трудомісткостей

поопераційно, фіксуючи робочий час за хронометражними спостереженнями, та враховуючи умови експлуатації авто.

Трудомісткість визначено за залежністю:

$$t_n = (t_{on} + t_{nz} + t_{обс} + t_{вон}) \cdot K, \quad (1)$$

$$t_n = K \cdot t_{on} \cdot \left(1 + \frac{a_{ПЗ} + a_{ОБС} + a_{ОТД}}{100} \right), \quad (2)$$

де K – коефіцієнт повторюваності, він враховує ймовірність виконання, крім контрольної, і виконавчої частини операції; $a_{ПЗ}$ – підготовчо-заклучна частка часу $a_{ПЗ} = 3,5\%$; $a_{ОБС}$ – частка часу на обслуговування робочого місця – $a_{ОБС} = 2,5\%$; $a_{ОТД}$ – частка часу на перерву, відпочинок і природні потреби – $a_{ОТД} = 6,0\%$.

Таблиця 1 – Трудомісткість операцій ТО за пробігом автомобіля

Марки автомобілів	Пробіг автомобіля до ТО, км									
	15000	30000	45000	60000	75000	90000	105000	120000	135000	150000
	Трудомісткість операцій ТО, люд. год									
Toyota RAV4 2.0 AWD-i	1,4	5,3	7,3	11,3	13,2	17,7	19,7	23,8	25,8	30,4
Toyota RAV4 Hybrid AWD-i	1,7	5,1	7,4	10,9	13,1	17,5	19,7	23,2	25,5	29,6

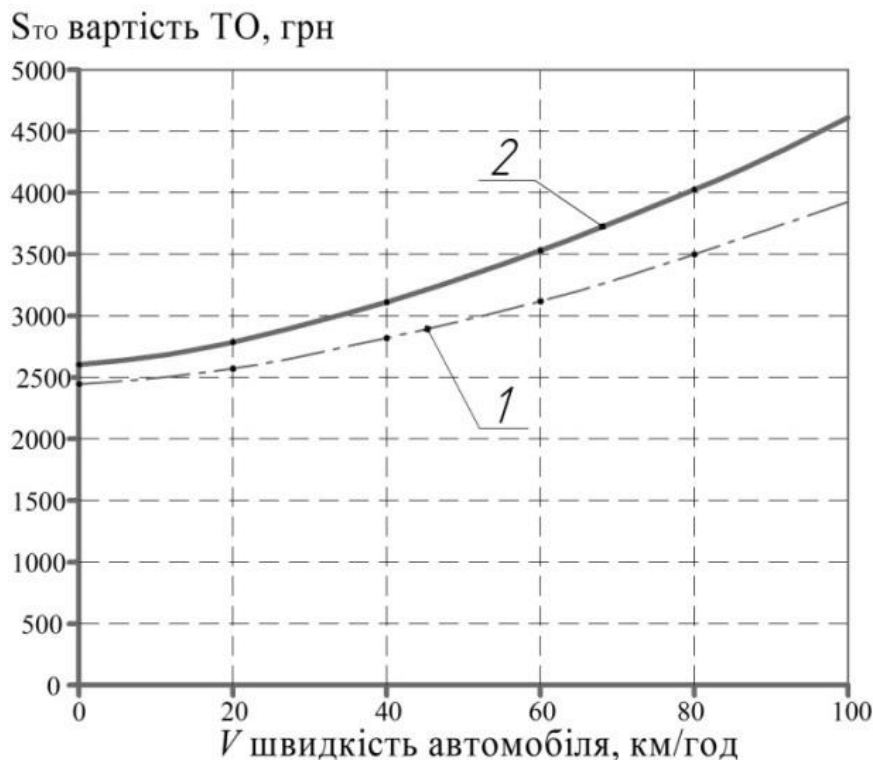


Рисунок 1 – Зміна вартості технічного обслуговування з урахуванням корегування нормативів трудомісткості проведених операцій від швидкості руху:

1 – автомобілів Toyota RAV4 2.0 AWD-i; 2 – автомобіля, Toyota RAV4 Hybrid AWD-i

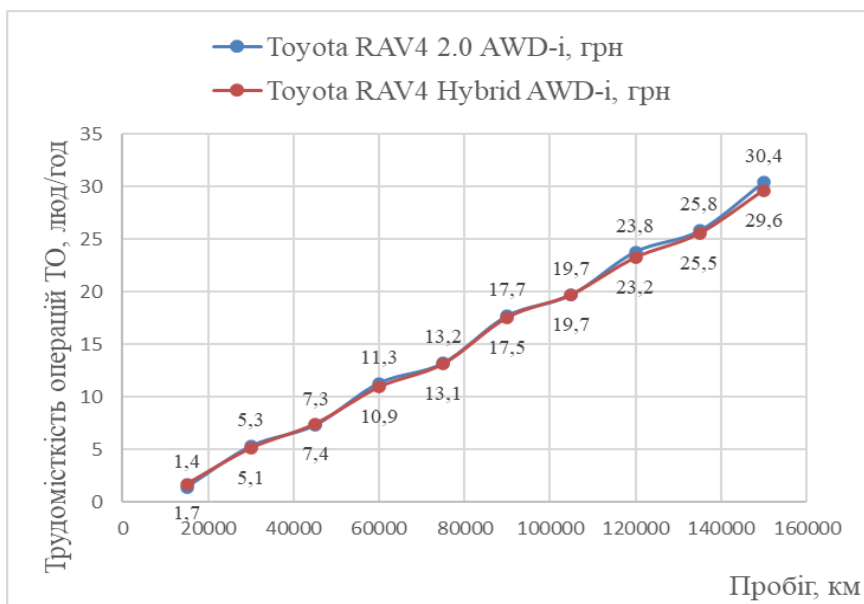


Рисунок 2 – Залежності трудомісткостей ТО за пробігом в кожні 15000 км кросоверів Toyota RAV4 2.0 AWD-i та Toyota RAV4 Hybrid AWD-i

Таблиця 2 – Трудомісткість операцій ТО за пробігом автомобіля

Марки автомобілів	Середня швидкість автомобіля, км/год				
	20	40	60	80	100
	Вартість ТО, грн.				
Toyota RAV4 2.0 AWD-i	2780	3140	3590	4065	4605
Toyota RAV4 Hybrid AWD-i	2570	2790	3170	3505	3915

Результати експериментально-аналітичних досліджень свідчать про те, що трудомісткість проведення ТО Toyota RAV4 Hybrid AWD-i дещо менші по відношенню до трудомісткостей проведення ТО Toyota RAV4 2.0. AWD-i. Це пояснюється тим, що, трудомісткість проведення діагностичних робіт менша. Також менша трудомісткість проведення заміни рідин у кросовера Toyota RAV4 2.0. AWD-i по відношенню діагностування основної АКБ кросовера Toyota RAV4 Hybrid AWD-i, що в цілому зменшує трудомісткість операцій. Менша вартість запасних частин та матеріалів, суттєво зменшує загальну вартість ТО за пробігом кросовера Toyota RAV4 Hybrid AWD-i.

Література

1. Положення про технічне обслуговування і ремонт дорожніх транспортних засобів автомобільного транспорту [Електронний ресурс] / Мінтранс України. Затв. Наказом №102 30.03.98. Чинний. Режим доступу: <http://zakon4.rada.gov.ua/laws/show/z0268-98>.
2. Карпенко В.Р. Трудовитрати на обслуговування легкових автомобілів фірмовими СТО / В.Р. Карпенко, В.І. Павлюк, О.В. Приймак // Наукові нотатки: Міжвузівський збірник. – Вип. № 31 – Луцьк, 2011. – С. 143–145.

*І. А. Рогозін, к. т. н., доцент**Б. В. Пугач, магістрант**М. О. Герасименко, студент**К. О. Васильєв, студент**Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»*

МЕТОДИКА ВИБОРУ ЗМАЩУВАЛЬНИХ МАТЕРІАЛІВ ДЛЯ ДВИГУНІВ АВТОМОБІЛІВ З МАШИННИХ ПАРКІВ ПІДПРИЄМСТВ

Ефективне функціонування сучасних автотранспортних підприємств та організацій із власними машинними парками безпосередньо залежить від надійності та довговічності силових агрегатів техніки. Одним із ключових чинників, що забезпечує стабільну роботу двигунів внутрішнього згоряння та знижує витрати на їх передчасний ремонт, є раціональний підбір паливно-мастильних матеріалів.

Сьогодні ринок автомобільних олив пропонує широкий асортимент продукції з різноманітними фізико-хімічними та експлуатаційними властивостями. Ускладнює ситуацію те, що машинні парки більшості підприємств є неоднорідними – вони укомплектовані автомобілями різних марок, років випуску, з різним ступенем зносу та умовами експлуатації [1]. За умов використання традиційного підходу, коли мастильні матеріали підбираються окремо для кожної моделі за рекомендаціями заводів-виробників [2], підприємства стикаються з проблемою надмірної роздробленості складських запасів, підвищенням ризику помилок при обслуговуванні техніки та зростанням логістичних витрат.

З огляду на це, виникає потреба в оптимізації процесу забезпечення автотранспортних підприємств мастильними матеріалами шляхом уніфікації асортименту без шкоди для ресурсу двигунів.

Підхід щодо підбору моторних олив доцільно проводити в дві стадії:

- попередній підбір оливи на основі існуючих класифікацій;
- кінцевий вибір марки оливи для двигуна за величиною найбільш значимого параметра числового значення, що використовується для визначення техніко-експлуатаційних властивостей оливи.

Під час вибору моторної оливи слід орієнтуватися на вимоги, зазначені в інструкції виробника конкретної моделі транспортного засобу. Це особливо важливо для нових автомобілів у період їх гарантійного обслуговування.

Якщо ж конкретні рекомендації щодо бренду мастила відсутні, варто керуватися класифікаціями таких стандартів, як ACEA, API, ILSAC чи ДСТУ. Ці стандарти регламентують вибір мастила залежно від типу двигуна, умов експлуатації, року випуску автомобіля та інших специфікацій.

Варто також зауважити, що вимоги до мастил, створені в різних країнах, можуть суттєво відрізнятися через конструктивні особливості автомобілів певних виробників. Наприклад, європейські двигуни зазвичай характеризуються більш складними конструкціями та високим навантаженням

механізмів.

Проте в останні роки ці відмінності поступово згладжуються завдяки уніфікації вимог до моторних олив. Незважаючи на це, на сьогодні конструктивні особливості залишаються важливим фактором, який обов'язково слід брати до уваги при виборі оливи. Попередній вибір олив на основі існуючих класифікацій відбувається у наступній послідовності.

З початку, відповідно до вимог інструкції з експлуатації від заводу-виробника автомобіля, є вказаний перелік вимог виробника щодо використання моторних олив. Експлуатуюча організація вибирає можливий перелік олив у наступній послідовності:

- за особливостями експлуатаційних і в'язкісно-температурних властивостей;

- за особливостями експлуатаційних властивостей, яким притаманні такі варіанти:

- 1) виробник автомобіля може рекомендувати моторну оливу відповідно до класифікацій ACEA, API, ILSAC, ДСТУ і піддати додатковим випробуванням відповідно до своїх специфікацій;

- 2) автовиробник зазвичай рекомендує моторну оливу конкретної марки та виробника, обґрунтовуючи свій вибір відповідністю експлуатаційним характеристикам. Проте, якщо така олива тимчасово недоступна, організація, що здійснює експлуатацію автомобіля, підбирає альтернативну оливу, керуючись класифікаціями ACEA, API, ILSAC, ДСТУ та дотримуючись встановлених вимог виробника двигуна;

- 3) якщо виробник автомобіля не висуває власних вимог до моторної оливи, він рекомендує використовувати моторні оливи виключно відповідно до загальноприйнятих стандартів класифікації, таких як ACEA, API, ILSAC або ДСТУ.

Залежно від в'язкісно-температурних характеристик моторної оливи можливі декілька варіантів її вибору. При визначенні марки оливи для силової установки експлуатуючі організації звертають увагу на класи в'язкості за класифікацією SAE, які рекомендує виробник техніки. Водночас, виробники самих олив, спираючись на стандарти ACEA, API чи ILSAC, пропонують кілька продуктів із різними класами в'язкості в межах одних і тих самих специфікацій.

Коли підприємство обслуговує автомобілі, необхідно враховувати заплановані пробіги та умови експлуатації. У випадку невеликих пробігів, розподілених рівномірно протягом року, доцільно застосовувати всесезонну моторну оливу, наприклад, SAE 10W-40. Якщо ж пробіги значні та залежать від сезону, оптимальним рішенням буде використання сезонних олив: взимку – SAE 5W-30, влітку – SAE 20W-50. Окрім вибору класу в'язкості, важливим етапом є перевірка супровідної документації на моторну оливу. Це включає ознайомлення з паспортом партії та сертифікатом відповідності продукції обраним стандартам.

Порівняння інформації, зазначеної в паспорті моторної оливи та сертифікаті відповідності, є обов'язковим етапом. Процес вибору моторних олив для автомобілів можна систематизувати у вигляді алгоритму. Зазвичай

проведення попереднього відбору виявляється достатнім для забезпечення використання моторної оливи, яка відповідає експлуатаційним умовам автомобілів, особливо в межах невеликого автопарку на підприємстві.

При зростанні потреби масово забезпечувати моторними оливами значний за кількістю парк автомобілів великих підприємств необхідно проводити додатковий етап стосовно остаточного вибору за техніко-економічними показниками.

Такий вибір моторних олив за результатами узагальненого параметра техніко-експлуатаційних властивостей відповідно до ДСТУ 9032:2020 «Нафтопродукти. Оливи моторні. Загальні технічні вимоги» [3] характеризуються такими параметрами:

- кінематична в'язкість при 100 ° С, сСт;
- температура спалаху, що визначається у відкритому тиглі, ° С;
- масова частка фосфору, %;
- сульфатна зольність, %;
- лужне число, мг КОН на 1 г оливи.

Показники якості моторної оливи можуть змінюватися нерівномірно, а визначальним буде той показник, який найбільш швидко досягає свого граничного значення.

Для кожної марки моторної оливи (відповідно до інструкції виробника автомобіля) призначається періодичність його заміни і в залежності від якості і вартості оливи.

Для обґрунтованого заключного вибору моторної оливи в експлуатації обов'язково застосовувати техніко-економічний критерій, що полягає у визначенні приведеної питомої вартості моторної оливи, грн / (л · тис. км).

У результаті запропоновано комплексну методику вибору змащувальних матеріалів для двигунів автомобілів, адаптовану до умов експлуатації неоднорідних машинних парків сучасних підприємств. Запропонований підхід дозволяє суттєво скоротити номенклатуру моторних олив, що закуповуються підприємством, шляхом пошуку оптимальних крос-кодів та сумісних допусків без жодної шкоди для експлуатаційного ресурсу силових агрегатів. Оптимізація номенклатури мастильних матеріалів забезпечує зниження логістичних витрат підприємств, спрощує складський облік, мінімізує капіталомісткість запасів та зменшує ймовірність помилок під час проведення технічного обслуговування.

Література

1. Статистичні дані по галузі автомобільного транспорту – Міністерство Інфраструктури України – <https://mtu.gov.ua/content/statistichni-dani-po-galuziavtomobilnogo-transportu.html>
2. Лудченко О. А. Технічне обслуговування і ремонт автомобілів: Підручник. – К.: Знання-Прес, 2003. – 511 с.
3. ДСТУ 9032:2020 «Нафтопродукти. Оливи моторні. Загальні технічні вимоги» / Нац. стандарт України. Вид. офіц. – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2020. – 46 с.

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ЩІЛЬНОСТІ ПОРІД НА ПРОДУКТИВНІСТЬ КАР'ЄРНИХ АВТОСАМОСКИДІВ

В Україні налічується більше 400 кар'єрів в яких основним видом транспорту є автомобільний. Серед них можна виділити кар'єри, в яких одночасно видобувають гірничі породи що мають різну щільність. Також є автопідприємства, які забезпечують транспортування гірничих порід різної щільності на кількох поруч розташованих кар'єрах. Як приклад можна привести вапнякові, гіпсові та мергелеві кар'єри в Хмельницькій та Івано-Франківській областях де щільність порід відрізняється більше ніж у 2 рази, від $1,3 \text{ т/м}^3$ у мергелю до $2,9 \text{ т/м}^3$ у вапняку. Аналогічно, на залізрудних кар'єрах Дніпропетровської та Полтавської області, де щільність розкривних порід в 3,0-3,5 рази менше щільності залізної руди, відповідно $1,2-1,4 \text{ т/м}^3$ для розкривних порід та $4,0-4,5 \text{ т/м}^3$ для магнетитових руд. В першому випадку на кар'єрах працюють кар'єрні автосамоскиди вантажопідйомністю 30-45 т, в другому 130-220 т, але незважаючи на різницю у вантажопідйомності та обсягах перевезень для автотранспортного підприємства чи підрозділу гірничо-збагачувального комбінату постає схоже питання: яким чином максимально ефективно використовувати кар'єрні автосамоскиди при перевезенні різних за щільністю гірничих порід за умов ефективного використання вантажопідйомності та об'єму платформи.

Виконані дослідження впливу щільності порід на продуктивність кар'єрних автосамоскидів показали що найбільшу продуктивність має варіант парку машин однакової вантажопідйомності з платформами однакової місткості що забезпечує мінімальну потрібну кількість машин, просте (без врахування вантажопідйомності чи об'єму платформи) перенаправлення машин від вибою з однією щільністю порід до вибою з іншою щільністю порід при зміні виробничої програми по перевезенням. Однак при цьому варіанті спостерігається неповне використання вантажопідйомності або не повне наповнення платформи, що загалом знижує ефективність роботи окремої машини яка перевозить не відповідну кількість вантажу (менше номінальної вантажопідйомності) та парку в цілому, або може спостерігатися перевантаження автосамоскидів (повне наповнення платформи більшого розміру), що призведе до перевантаження несучої конструкції машини, зниження надійності роботи та ходимості шин.

*А. І. Криворот, к.т.н., доцент
Р. В. Захарченко, к.т.н., доцент
Г. Ф. Дураченко, старший викладач
В. М. Коляда, магістрант*

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ ПНЕВМОГІДРАВЛІЧНОГО ЕКСТРЕНОГО ГАЛЬМІВНОГО ПРИСТРОЮ БУФЕРНОГО ТИПУ

Важливою складовою системи безпеки стаціонарно рухомих кранів (мостові, козлові, кран-балки і т.д.) є буферний пристрій. Його основна функція – забезпечення безпечної зупинки крана у випадку відмови гальмівної системи або кінцевих вимикачів.

Буферний пристрій містить пружний елемент, який поглинає кінетичну енергію рухомої маси крана під час контакту з упором. Поглинання енергії відбувається поступово, що дозволяє зменшити динамічні навантаження на елементи металоконструкції та механізми крана.

До основних вимог [1], які висувуються до буферних систем, належать:

- повне поглинання кінетичної енергії крана у разі відмови інших захисних елементів;
- перетворення більшої частини енергії в інші види з метою зменшення відскоку;
- простота та компактність конструкції;
- надійність роботи в різних умовах, у тому числі при низьких температурах;
- зручність експлуатації та технічного контролю.

Буферні пристрої класифікуються за способом встановлення на пересувні, стаціонарні та комбіновані. За типом енерго-поглинаючого елемента їх поділяють на дерев'яні, гумові, пружинні, пружинно-фрикційні, фрикційні та гідравлічні.

Аналіз існуючих типів буферів показує, що кожен із них має свої переваги та недоліки. Дерев'яні та гумові буфери відзначаються простотою та низькою вартістю, однак мають обмежену енергоємність і швидко зношуються. Пружинні конструкції забезпечують багаторазове використання, але характеризуються значним відскоком, що може спричинити додаткові ударні навантаження. Фрикційні та пружинно-фрикційні буфери частково вирішують цю проблему за рахунок розсіювання енергії, проте мають складнішу конструкцію і підвищений знос. Гідравлічні системи забезпечують жорстке гальмування, і їх ефективність залежить від температурних умов і параметрів робочої рідини.

Найбільш перспективними є саме поєднання пневматики із гідравлікою – пневмогідравлічні буферні пристрої, які поєднують переваги гідравлічних і пневматичних систем. Вони забезпечують як ефективне гасіння енергії за рахунок дроселювання рідини, так і плавність роботи завдяки стисканню газу.

З огляду на проведенний аналіз, розроблюваний комбінований пневмогідравлічний буферний пристрій можна вважати найбільш ефективним рішенням, оскільки він забезпечує оптимальний розподіл енергії між гідравлічними та пневматичними складовими, зменшує ударні навантаження та підвищує надійність роботи крана в аварійних режимах.

Кінцевим елементом системи безпеки на краях кранової колії є тупиковий упор, який запобігає сходженню крана з рейок. Його призначення полягає у гасінні залишкової швидкості руху крана та забезпеченні безпечної зупинки.

На рисунку 1 подано схему моделювання комбінованого пневмогідравлічного буферного пристрою.

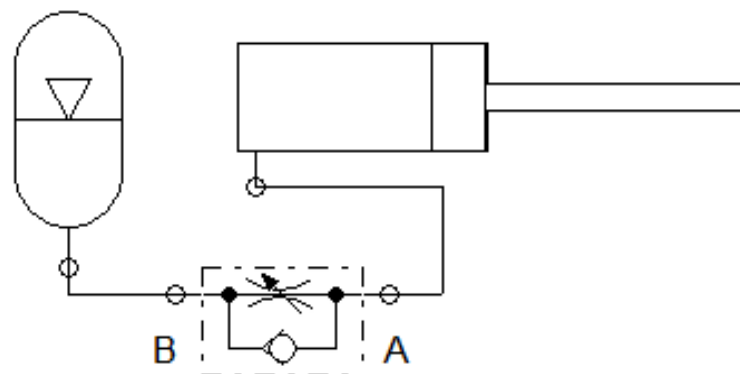


Рисунок 1 – Схема моделювання комбінованого пневмогідравлічного буферного пристрою

Схема (рис.1) включає односторонній гідроциліндр із штоком, пневмогідроаккумулятор та регульований дросель зі зворотним клапаном. При взаємодії крана з тупиковим упором буферна тяга передає зусилля на шток гідроциліндра. У результаті руху поршня робоча рідина витискається через дросель у пневмогідроаккумулятор, де відбувається стискання газу та зростання тиску. Таким чином, загальний опір буфера формується за рахунок поєднання гідравлічного (дроселювання) та пневматичного (стискання газу) опорів.

Для дослідження параметрів і характеристик роботи такого пристрою доцільно використовувати моделювання робочих процесів (рис.2).

На рисунку 2 наведено приклад моделювання робочих процесів пристрою за таких параметрів: діаметр поршня – 50 мм, діаметр штока – 30 мм, хід – 200 мм, навантаження – 50000 Н, пропускна здатність дроселя – 80%, об'єм газу – 10000 см³, початковий тиск – 0,1 МПа.

На основі отриманих графіків (рис.2) можна зробити висновки про динамічні характеристики пневмогідравлічного буфера при навантаженні 50 кН та пропускній здатності дроселя 80%:

– Кінематика руху (Position):

1. Процес гальмування має лінійний характер, що свідчить про стабільність робочого процесу.

2. Повний хід штока (200 мм) спрацьовує приблизно за 0,75 с, після чого система приходить у стан спокою.

– Перехідні процеси (Velocity & Acceleration):

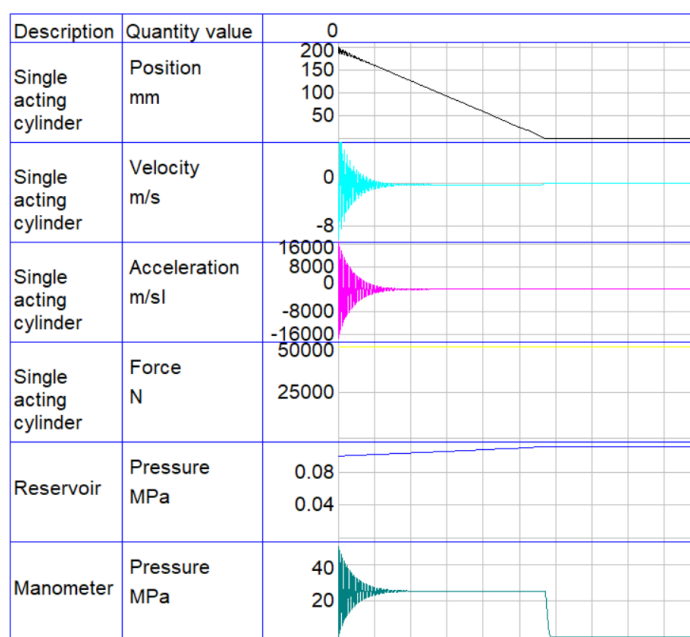
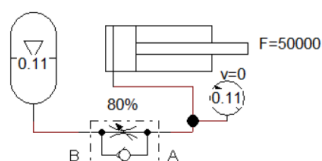


Рисунок 2 – Моделювання робочих процесів пневмогидравлічного буферного пристрою

1. У момент прикладання навантаження ($t=0$) спостерігаються високочастотні коливання швидкості та прискорення, що зумовлено гідравлічним ударом та пружністю газу в системі.

2. Максимальне пікове прискорення становить $16\,000\text{ м/с}^2$, проте завдяки налаштуванню дроселя на 80%, ці коливання швидко згасають протягом перших 0,15 с, не порушуючи загальну стійкість гальмування.

– Енергетичні показники (Force & Pressure):

1. Сила (Force): Система стабільно утримує задане навантаження $50\,000\text{ Н}$ протягом усього циклу.

2. Тиск у магістралі (Manometer): Після завершення перехідного процесу робочий тиск стабілізується на позначці близько 25 МПа . Різке падіння тиску до 0 на позначці 0,75 с чітко фіксує момент повного стиснення буфера.

3. Тиск у резервуарі (Reservoir): Спостерігається плавне зростання тиску від $0,1\text{ МПа}$ до приблизно $0,12\text{ МПа}$. Це підтверджує, що акумулятор ефективно приймає витіснену рідину, забезпечуючи необхідний протитиск для повернення системи в початковий стан.

Висновок: Обрана конфігурація параметрів (зокрема пропускна здатність дроселя 80%) забезпечує оптимальний баланс між швидкістю спрацювання та ефективністю демпфування ударних навантажень. Порівняно з результатами попередніх ітерацій моделювання, амплітуда пікових прискорень суттєво знизилася, що мінімізує ризик механічного пошкодження компонентів пристрою та підвищує його експлуатаційну надійність.

Література

1. Правила охорони праці під час експлуатації вантажопідіймальних кранів, підіймальних пристроїв і відповідного обладнання: НПАОП 0.00-1.80-18, 2018.

АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ГЛУШНИКІВ У СИСТЕМАХ ЗНИЖЕННЯ ШУМУ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Сучасні транспортні засоби повинні відповідати не лише вимогам ефективності та надійності, але й суворим екологічним і акустичним нормам. Одним із ключових джерел шуму автомобіля є двигун внутрішнього згоряння, у якому під час згоряння паливно-повітряної суміші утворюються імпульсні хвилі високого тиску. Саме ці коливання формують значний рівень шуму, що потребує ефективного приглушення.

Глушник є невід'ємною частиною системи випуску відпрацьованих газів, яка виконує функції зниження шуму, часткового охолодження газів і забезпечення акустичного комфорту. Незважаючи на поширеність цього пристрою, принципи його роботи та вплив на характеристики двигуна часто залишаються недостатньо дослідженими.

Глушник являє собою складну акустичну систему, яка розміщується у вихлопному тракті автомобіля. Його основними функціями є: зниження рівня звукових коливань; часткове охолодження відпрацьованих газів; зменшення впливу шуму на водія та пасажирів.

Конструктивно глушник (рис.1) складається з металевого корпусу, всередині якого розташовано декілька камер, з'єднаних перфорованими трубами. Така структура формує складний канал руху газів, у якому звукові хвилі багаторазово відбиваються, розсіюються та взаємодіють між собою.

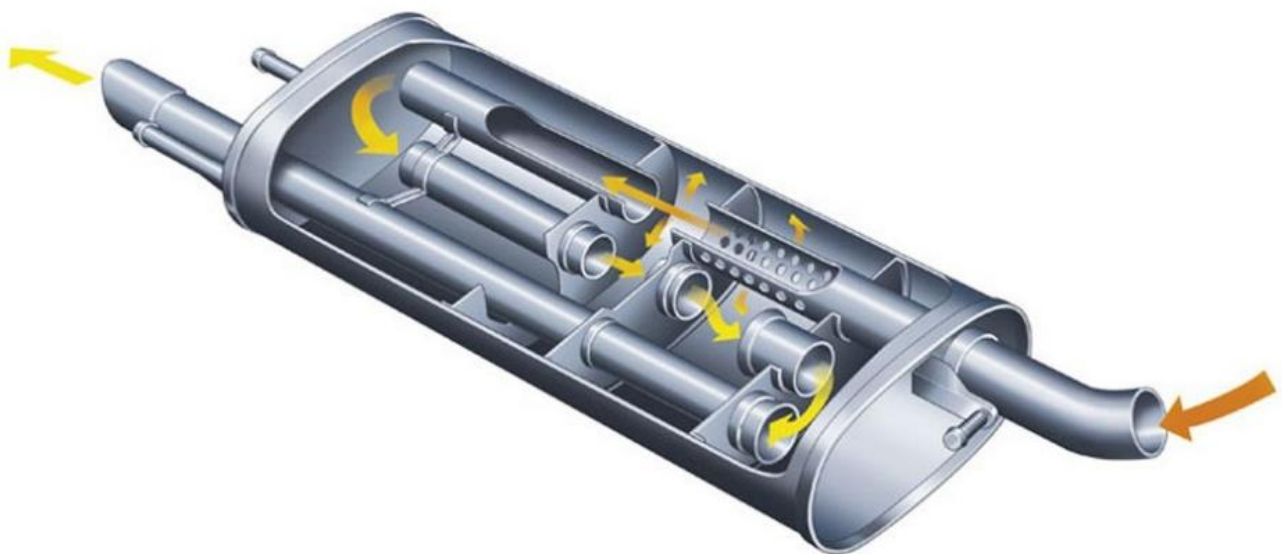


Рисунок 1 – Конструктивна схема глушника

Зниження шуму досягається завдяки поєднанню кількох фізичних процесів: відбиття хвиль від стінок; інтерференції (взаємного накладання хвиль); розсіювання енергії; часткового поглинання.

Під час роботи двигуна звукові хвилі разом із потоком газів потрапляють у глушник, де проходять через систему камер і каналів. Частина хвиль проникає через перфорацію в інші камери, де відбувається їх ослаблення. Багаторазове відбиття та зміна напрямку руху сприяють втраті енергії звуку.

Додаткову роль відіграють геометричні особливості конструкції – перегородки, звуження та кути, які створюють складні умови для поширення хвиль. У результаті цього відбувається значне зменшення амплітуди звукових коливань на виході.

Глушники класифікують за кількома ознаками [1-5]:

- за принципом дії: реактивні, абсорбційні, комбіновані;
- за конструкцією: камерні, трубчасті, резонансні, перфоровані;
- за сферою застосування: автомобільні, промислові, вентиляційні.

Найбільший інтерес з точки зору ефективності становлять резонансні та абсорбційні глушники.

Резонансні глушники працюють за принципом створення хвиль, що перебувають у протифазі до основного шуму. У результаті цього виникає явище деструктивної інтерференції, яке призводить до зменшення амплітуди звуку.

Такі глушники є ефективними для приглушення шуму в певному частотному діапазоні. До їх основних різновидів належать: резонатор Гельмгольца; чвертьхвильові резонатори.

Перевагами є висока ефективність у вузькому діапазоні частот і відсутність потреби у зовнішньому джерелі енергії. Недоліком є вузькосмуговість і залежність характеристик від температури та тиску.

Абсорбційні глушники базуються на перетворенні звукової енергії у теплову. Це досягається за рахунок використання пористих матеріалів (скловата, базальтові волокна), які створюють опір коливанням повітря.

Переваги: ефективність у широкому частотному діапазоні; простота конструкції; низький аеродинамічний опір.

Недоліки: зниження ефективності на низьких частотах; деградація матеріалів при високих температурах.

Сучасні тенденції розвитку вихлопних систем спрямовані на створення комбінованих глушників, які поєднують переваги різних принципів дії. У таких конструкціях: резонансні елементи приглушують низькі частоти; абсорбційні матеріали ефективно поглинають середні та високі частоти.

Завдяки цьому досягається широкосмугове зниження шуму та стабільність роботи в різних режимах двигуна. Крім того, правильно спроектований глушник дозволяє мінімізувати зворотний тиск, що позитивно впливає на ефективність роботи ДВЗ.

Вплив глушника на роботу двигуна

Глушник безпосередньо впливає на характеристики двигуна через зміну параметрів газового потоку. Надмірний опір може призводити до: зменшення потужності; підвищення витрати палива; збільшення температурного

навантаження.

Водночас оптимально спроектована система дозволяє забезпечити баланс між шумозниженням і ефективністю двигуна.

Глушник є важливим елементом вихлопної системи, що забезпечує зниження шуму та підвищення комфорту експлуатації транспортного засобу.

Найбільш поширеними є резонансні та абсорбційні принципи шумозниження, кожен з яких має свої переваги та обмеження.

Найефективнішими є комбіновані глушники, які забезпечують широкосмугове приглушення шуму та оптимальні експлуатаційні характеристики.

Правильне проектування глушника дозволяє не лише зменшити шум, але й мінімізувати негативний вплив на роботу двигуна внутрішнього згоряння.

Література

1. Munjal M. L. *Acoustics of Ducts and Mufflers: With Application to Exhaust and Ventilation System Design*. Chichester : John Wiley & Sons Ltd, 2014. 462 p.

2 Crocker M. J. *Handbook of Noise and Vibration Control*. Hoboken : John Wiley & Sons, 2007. 1600 p.

3 Bies D. A., Hansen C. H. *Engineering Noise Control: Theory and Practice*. 4th ed. Boca Raton : CRC Press, 2009. 768 p.

4 Beranek L., Vér I. *Noise and Vibration Control Engineering: Principles and Applications*. Hoboken : John Wiley & Sons, 2006. 960 p.

5 Heckl M., Müller H. A. *Mufflers and Silencers: Theory and Applications*. Berlin : Springer, 2009. 280 p

УДК 629.113

А. І. Криворот, к.т.н., доцент

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТУ НАВАНТАЖЕННЯ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ АВТОМОБІЛЯ MITSUBISHI LANCER 9

У сучасних умовах експлуатації автомобілів категорії М1 двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ) переважно працюють у режимах часткових навантажень. При цьому істотний вплив на їх ефективність мають як швидкісні режими руху, так і вид використовуваного моторного палива [1].

Зростання частки автомобілів, переобладнаних для роботи на газових паливах (LPG, CNG), обумовлює необхідність детального дослідження впливу таких палив на експлуатаційні показники двигуна, зокрема на коефіцієнт його навантаження [2-3].

Метою експерименту є визначення впливу виду палива та швидкості усталеного руху на коефіцієнт навантаження ДВЗ.

Об'єктом дослідження є процеси роботи ДВЗ автомобіля Mitsubishi Lancer

9 в умовах усталеного руху. Предметом дослідження є вплив виду палива та швидкості руху на коефіцієнт навантаження ДВЗ.

Коефіцієнт навантаження двигуна [4] є узагальнюючим показником, який характеризує ступінь використання ефективної потужності ДВЗ. Його величина визначається сумарними силами опору руху автомобіля, серед яких основними є: опір коченню; аеродинамічний опір; втрати в трансмісії.

Встановлено, що зі зростанням швидкості руху різко збільшується аеродинамічний опір, що призводить до підвищення навантаження двигуна. Водночас існує оптимальний швидкісний режим, при якому забезпечується мінімальне навантаження та найкращу паливну економічність.

Методика експериментальних досліджень.

Експериментальні дослідження проведено на автомобілі Mitsubishi Lancer IX. Вимірювання виконувалися в реальних дорожніх умовах із використанням:

- програмного забезпечення STAG 200 Easy;
- діагностичного сканера ELM 327;

Перед початком експериментів проведено перевірку технічного стану автомобіля методом вибігу, що дозволило виключити вплив сторонніх факторів.

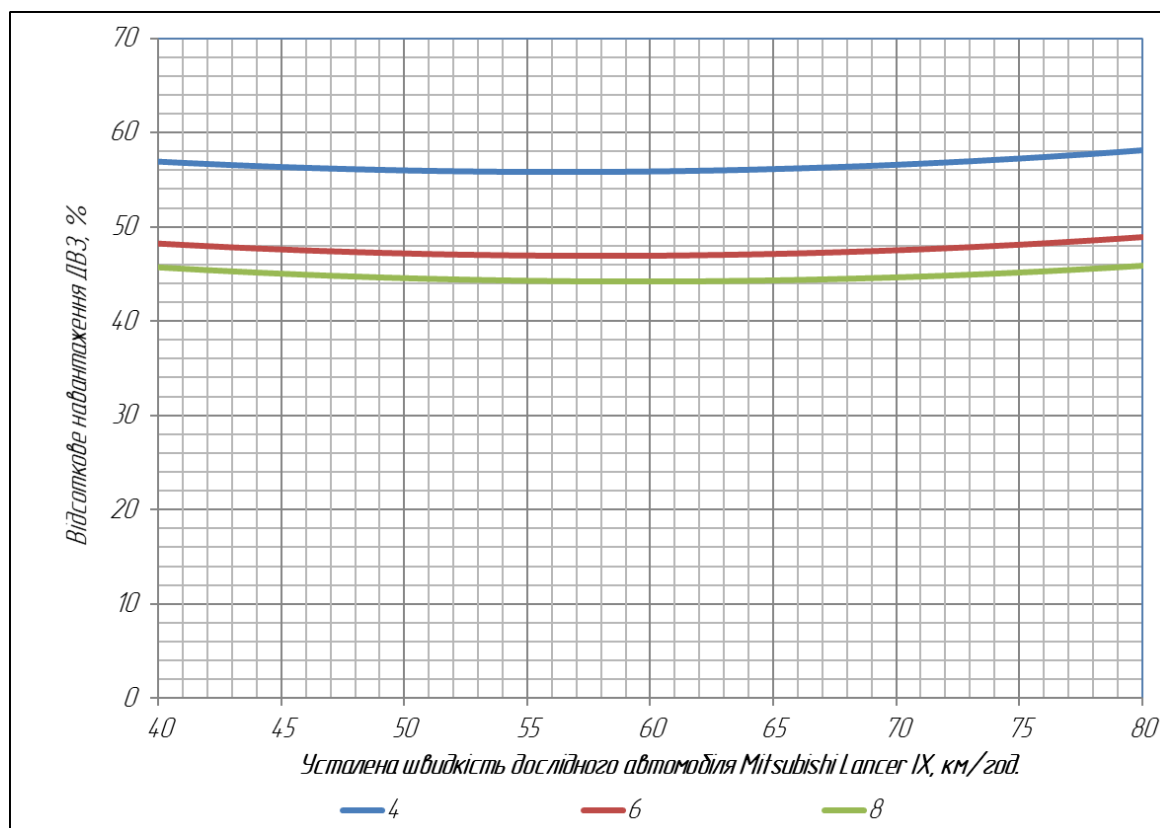


Рисунок 1 – Графічна залежність коефіцієнта навантаження ДВЗ автомобіля Mitsubishi Lancer 9 при роботі двигуна на постійній кількості використовуваних інжекторів при поступовому зростанні усталеної швидкості руху

Для обробки результатів застосовано математико-статистичні методи, зокрема визначено регресійні моделі, перевірено їх адекватність за критеріями Стюдента і Фішера та побудовано графічні залежності (рис.1 та рис.2).

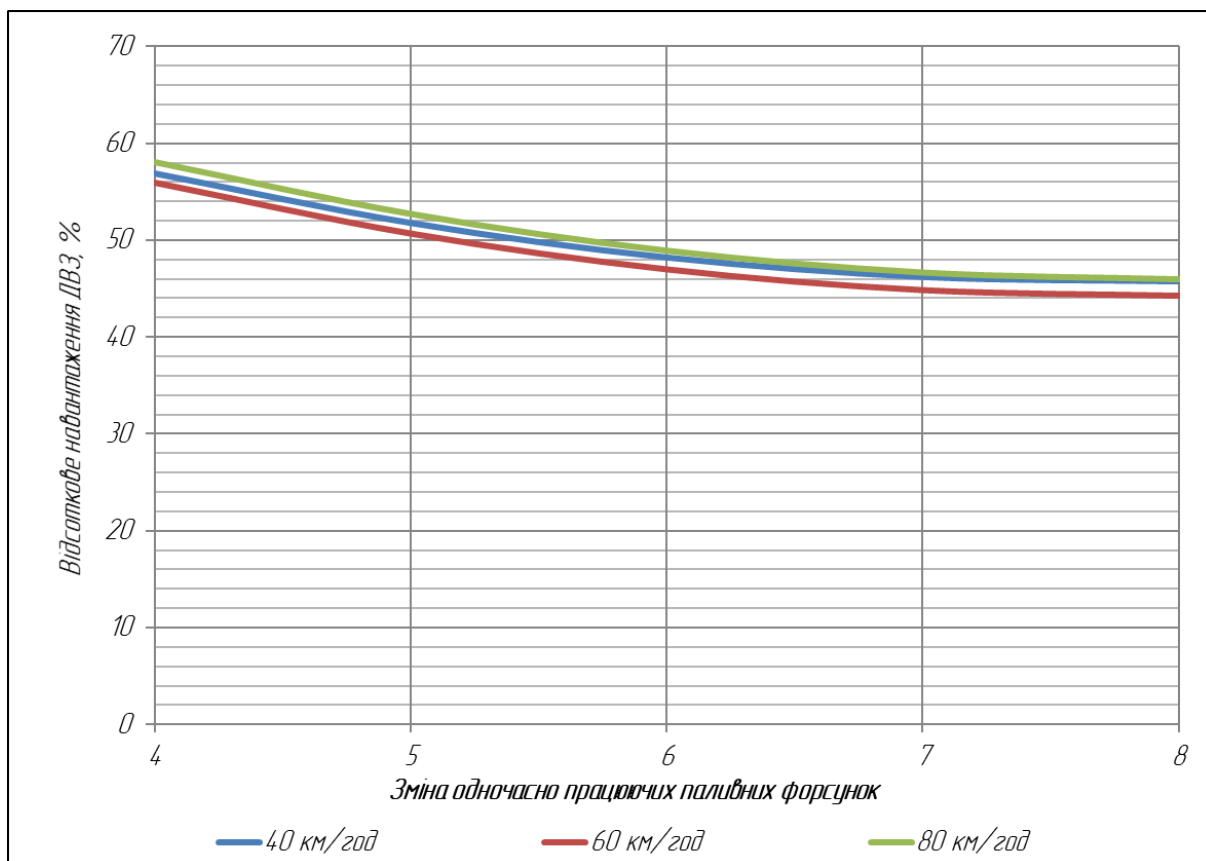


Рисунок 2 – Графічна залежність коефіцієнта навантаження ДВЗ автомобіля Mitsubishi Lancer 9 при постійній усталеній швидкості досліджуваного транспортного засобу від різної кількості використовуваних інжекторів

Встановлено, що залежність коефіцієнта навантаження ДВЗ від швидкості руху має U-подібний характер із мінімумом у діапазоні 55–60 км/год. Це пояснюється: підвищеними втратами на малих швидкостях; зростанням аеродинамічного опору на великих швидкостях.

Порівняння режимів живлення показало: найменше навантаження спостерігається при роботі на бензині; при використанні LPG коефіцієнт навантаження зростає; змішаний режим займає проміжне положення.

Різниця між бензином і LPG становить у середньому 10–13%.

Також встановлено, що зі збільшенням частки бензину в суміші навантаження двигуна зменшується, що свідчить про покращення умов згоряння та ефективності роботи двигуна.

Отримані результати дозволяють: визначити оптимальні швидкісні режими руху; знизити навантаження на двигун; підвищити паливну економічність; збільшити ресурс ДВЗ.

Встановлено існування оптимального швидкісного діапазону 55–60 км/год, при якому досягається мінімальне навантаження двигуна.

Доведено, що використання LPG призводить до збільшення коефіцієнта навантаження порівняно з бензином.

Змішаний режим живлення забезпечує проміжні значення навантаження.

Отримані регресійні моделі є адекватними та можуть використовуватися для прогнозування режимів роботи ДВЗ.

Література

1. Stone R. *Introduction to Internal Combustion Engines*. – SAE International, 2012.
2. Хрутьба В.О. *Екологічна безпека автомобільного транспорту*. – К.: НТУ, 2011.
3. Kalghatgi G. *Fuel effects on engine efficiency*. – SAE, 2014.
4. В.П. Сахно, Г.Б. Безбородова, М.М. Маяк, С.М. Шарай *Автомобілі: Тягово-швидкісні властивості та паливна економічність /Навч. посібник/. - К: В-во "КВІЦ", 2004, 174 сторінки. Іл. 15. Табл.19. Бібліограф. 30. Назв. 30 ISBN 966-7192-55-5.*

УДК 629.113

А. І. Криворот, к.т.н., доцент

В. В. Малич, студент

В. С. Анісімов, студент

Д. І. Бокань, студент

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

V. Bezroda, driver heavy vehicles

MotorClean LTD, Bristol, Great Britain, post code: bs158rz

КОМПЛЕКСНА ОЦІНКА ПАЛИВНО-ЕКОНОМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК АВТОМОБІЛІВ КАТЕГОРІЇ М1 НА ОСНОВІ ДОВГОТРИВАЛОГО ЕКСПЕРИМЕНТУ

Сучасний розвиток автомобільного транспорту супроводжується зростанням рівня автомобілізації та інтенсивності міських перевезень, що висуває підвищені вимоги до економічності та екологічності транспортних засобів. Умови міської експлуатації характеризуються частими розгонами і гальмуваннями, рухом з низькими швидкостями та простоями, що суттєво впливає на показники енергоспоживання [1].

Традиційні автомобілі з двигунами внутрішнього згорання залишаються домінуючими, однак спостерігається активне впровадження електромобілів, які мають інші експлуатаційні характеристики. Це зумовлює необхідність проведення експериментальних досліджень для об'єктивного порівняння їх ефективності в реальних умовах.

Метою є експериментальне дослідження та порівняльна оцінка паливно-економічних характеристик автомобілів категорії М1 з традиційними та електричними силовими установками в умовах міського їздового циклу.

Міські умови експлуатації суттєво відрізняються від стандартних випробувальних циклів і характеризуються значною часткою перехідних режимів. Це призводить до відхилення фактичних показників витрат енергії від паспортних значень.

Встановлено, що на паливно-економічні характеристики впливають: режими руху транспортного засобу; конструктивні параметри; дорожні та кліматичні

умови; стиль керування; технічний стан автомобіля.

Для електромобілів додатковим фактором є умови заряджання та тарифна політика.

Експериментальні дослідження проведено в умовах реального міського руху без штучного моделювання режимів. Об'єктами дослідження обрано:

- бензиновий автомобіль Renault Megane II;
- електромобіль Volkswagen e-Golf.

Для порівняльного аналізу ефективності експлуатації бензинового автомобіля Renault Megane та електромобіля Volkswagen e-Golf використано інтегральний економічний показник – вартість пробігу, яка виражена у грн/км. Такий показник є найбільш зручним для практичного порівняння транспортних засобів у міському циклі, оскільки безпосередньо відображає витрати власника або підприємства на виконання транспортної роботи.

Розрахунок здійснено помісячно за результатами експериментальних поїздок (місяці квітень-листопад 2025 року), шляхом підсумування пробігу та витрат енергоносія за місяць з наступним визначенням питомої вартості:

- для Renault Megane II (табл. 1) : за фактичними витратами бензину і середньомісячною ціною 1 л пального;
- для Volkswagen e-Golf (табл. 2): за фактично спожитою енергією та заданими тарифними сценаріями.

У випадку електромобіля (табл. 2) розглянуто кілька сценаріїв тарифу електроенергії (2,16 грн/кВт·год – Тариф 1; 4,32 грн/кВт·год – Тариф - 2; 10 грн/кВт·год – Тариф 3; 18 грн/кВт·год – Тариф 4), що дозволяє оцінити чутливість вартості пробігу до умов заряджання та тарифної політики. Таким чином, порівняння є не лише «авто проти авто», а й «умови експлуатації проти умов експлуатації», що підвищує практичну цінність результатів.

Таблиця 1 – Помісячні узагальнені результати експериментальних даних для Renault Megane II

Місяць/рік	Загальний пробіг, км	Середня витрата, л/100 км	Об'єм пального, л	Ціна бензину за 1 л, грн	Витрати на паливо, грн	Середня денна температура повітря, °C	Вартість одного км, грн/1 км
04.2025	118,10	10,32	12,47	55,03	686,27	16,54	5,81
05.2025	882,20	9,94	87,80	58,27	5115,87	18,55	5,80
06.2025	1054,95	9,59	99,81	58,92	5880,56	23,92	5,57
07.2025	1087,70	10,22	110,17	58,95	6494,52	27,81	5,97
07.2025	1310,10	10,00	129,98	58,65	7623,33	25,52	5,82
07.2025	867,40	9,39	81,24	58,85	4780,86	22,40	5,51
07.2025	1559,90	10,32	161,26	58,90	9498,42	11,21	6,09
07.2025	378,80	10,66	40,52	58,54	2372,18	9,91	6,26

Таблиця 2 – Помісячні узагальнені результати експериментальних даних для Volkswagen e-Golf

	Місяць	Пробіг, км	Середнє споживання, кВт·год/100 км	Витрачено енергії, кВт·год	Тариф грн/кВт·год	Витрати на енергію, грн	Середня денна температура повітря, °С	Вартість одного км, грн/1 км
Тариф 1	04.2025	143,1	22,70	33,11	2,16	71,52	16,5	0,50
	05.2025	1027,2	21,86	224,85	2,16	485,68	18,6	0,47
	06.2025	1205,0	21,10	251,22	2,16	542,64	23,9	0,45
	07.2025	1217,7	22,49	271,61	2,16	586,68	27,8	0,48
	07.2025	1450,1	21,99	316,75	2,16	684,18	25,5	0,47
	07.2025	1002,4	20,65	206,60	2,16	446,25	22,4	0,45
	07.2025	1714,9	22,71	389,98	2,16	842,36	11,2	0,49
	07.2025	418,8	23,46	98,53	2,16	212,83	9,9	0,51
Тариф 2	04.2025	143,1	22,70	33,11	4,32	143,04	16,5	1,00
	05.2025	1027,2	21,86	224,85	4,32	971,36	18,6	0,95
	06.2025	1205,0	21,10	251,22	4,32	1085,27	23,9	0,90
	07.2025	1217,7	22,49	271,61	4,32	1173,36	27,8	0,96
	07.2025	1450,1	21,99	316,75	4,32	1368,35	25,5	0,94
	07.2025	1002,4	20,65	206,60	4,32	892,50	22,4	0,89
	07.2025	1714,9	22,71	389,98	4,32	1684,71	11,2	0,98
	07.2025	418,8	23,46	98,53	4,32	425,66	9,9	1,02
Тариф 3	04.2025	143,1	22,70	33,11	10,00	331,12	16,5	2,31
	05.2025	1027,2	21,86	224,85	10,00	2248,53	18,6	2,19
	06.2025	1205,0	21,10	251,22	10,00	2512,20	23,9	2,08
	07.2025	1217,7	22,49	271,61	10,00	2716,12	27,8	2,23
	07.2025	1450,1	21,99	316,75	10,00	3167,48	25,5	2,18
	07.2025	1002,4	20,65	206,60	10,00	2065,98	22,4	2,06
	07.2025	1714,9	22,71	389,98	10,00	3899,80	11,2	2,27
	07.2025	418,8	23,46	98,53	10,00	985,32	9,9	2,35
Тариф 4	04.2025	143,1	22,70	33,11	18,00	596,01	16,5	4,17
	05.2025	1027,2	21,86	224,85	18,00	4047,35	18,6	3,94
	06.2025	1205,0	21,10	251,22	18,00	4521,96	23,9	3,75
	07.2025	1217,7	22,49	271,61	18,00	4889,01	27,8	4,01
	07.2025	1450,1	21,99	316,75	18,00	5701,46	25,5	3,93
	07.2025	1002,4	20,65	206,60	18,00	3718,76	22,4	3,71
	07.2025	1714,9	22,71	389,98	18,00	7019,63	11,2	4,09
	07.2025	418,8	23,46	98,53	18,00	1773,58	9,9	4,23

Для наочності експериментальних даних було побудовано графічні залежності (рис. 1), де 4, 5, 6 – 11 позначено саме місяці в яких було проведено дослідження.

У результаті експериментів встановлено:

– для бензинового автомобіля вартість пробігу становить 5,51–6,26 грн/км із вираженою сезонною залежністю;

– для електромобіля цей показник змінюється в межах:

0,45–1,02 грн/км при домашньому заряджанні;

2,06–4,23 грн/км при використанні публічних зарядних станцій.

Аналіз показав, що навіть за несприятливих умов заряджання електромобіль має нижчі експлуатаційні витрати.

Середні значення:

– Renault Megane II – 5,85 грн/км;

– Volkswagen e-Golf – 0,47–3,95 грн/км.

Економія при використанні електромобіля може перевищувати 80–90 % залежно від тарифів на електроенергію.

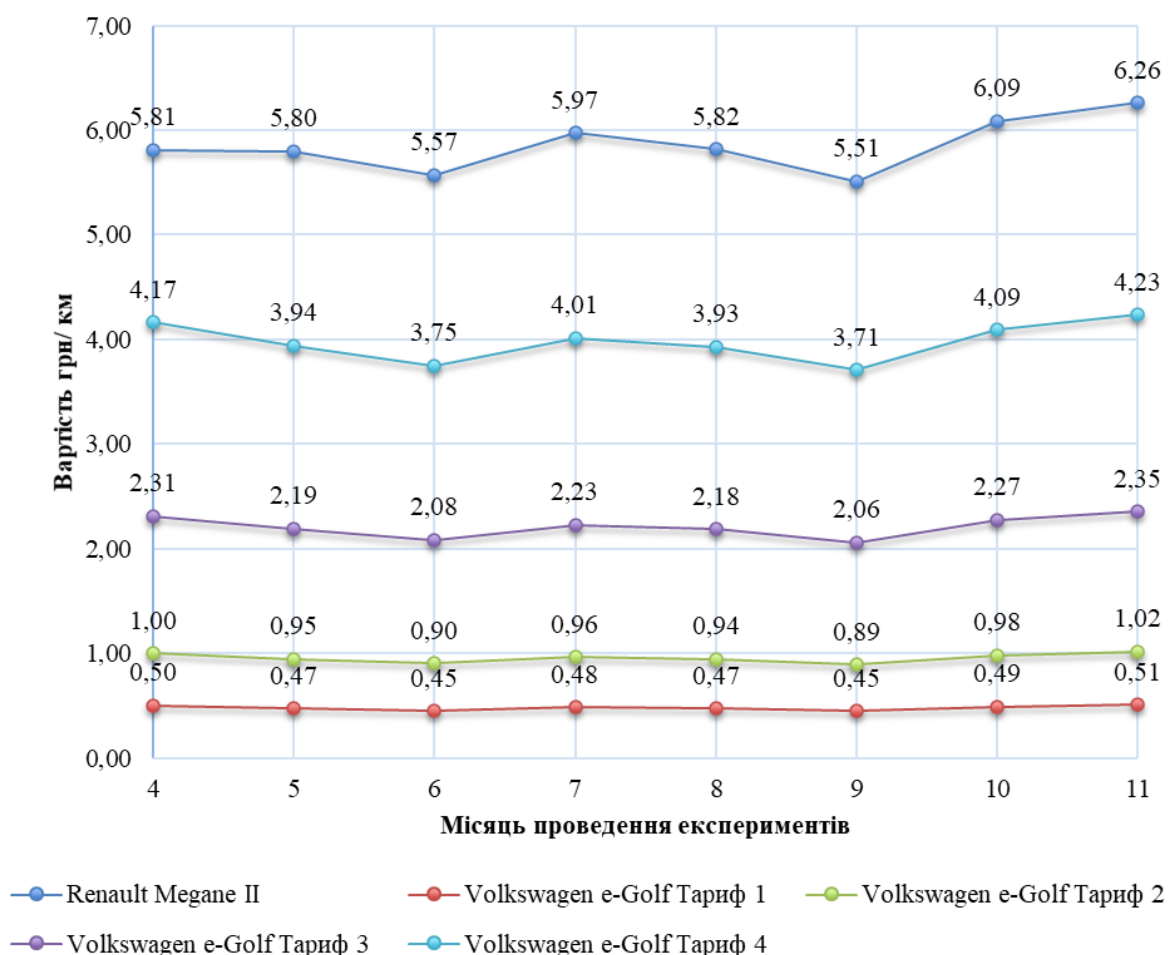


Рисунок 1 – Помісячна зміна вартості 1 км пробігу автомобілів Renault Megane II та Volkswagen e-Golf у міських умовах

Отримані результати підтверджують, що електромобілі є більш економічно ефективними у міському їздовому циклі. Основними причинами є: вища

енергоефективність електричних приводів; відсутність значних втрат на холостому ході; можливість рекуперації енергії при гальмуванні.

Разом із тим ефективність електромобілів значною мірою залежить від умов заряджання та тарифів на електроенергію.

Висновки:

1. Міські умови експлуатації суттєво впливають на паливно-економічні характеристики автомобілів.

2. Вартість пробігу одного кілометра є інформативним показником для порівняння різних типів транспортних засобів.

3. Електромобілі демонструють значно кращі показники економічності порівняно з автомобілями з ДВЗ.

4. Рівень економії залежить від тарифів на електроенергію та умов експлуатації.

5. Отримані результати можуть бути використані для обґрунтування доцільності переходу на електричний транспорт у міських умовах.

Література

1. *Експлуатаційні властивості автомобілів : навчальний посібник. В 2 ч. Ч 1. Динамічність та паливна економічність автотранспортних засобів / [В.П. Сахно, І.С. Мурований, В.М. Поляков та ін.]. – Луцьк: Вид-во Вежа ДРУК, 2025. – 307 с.*

УДК 629.113

В. П. Сахно, д.т.н., професор

Національний транспортний університет

А. І. Криворот, к.т.н., доцент

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

В. П. Петрін, головний механік

ПП «АВТОСПЕЦТРАНС ПОЛТАВА»

ПРАКТИЧНЕ ЗАСТОСУВАННЯ ТЯГОВО-ШВИДКІСНОЇ МЕТОДИКИ ДЛЯ ВИБОРУ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

Сучасні умови експлуатації вантажного автомобільного транспорту, особливо у сфері перевезення негабаритного нафтогазового обладнання, характеризуються підвищеними вимогами до техніко-експлуатаційних властивостей автопоїздів. Значна варіативність дорожніх умов, маси вантажів та конфігурацій маршрутів ускладнює процес вибору раціонального автомобіля-тягача. За таких умов традиційний підхід, що базується на окремих технічних параметрах, є недостатнім, що зумовлює необхідність застосування комплексних методик оцінювання [1].

Метою є розробка та практичне застосування тягово-швидкісної методики вибору автомобіля-тягача для роботи з напівпричепами категорії О4 на з урахуванням реальних умов перевезень.

Практичне значення роботи полягає у можливості впровадження розробленої методики в діяльність підприємств для підвищення ефективності перевезень, зниження витрат та підвищення надійності доставки вантажів.

Основні положення:

– У першому етапі дослідження проведено аналіз діяльності ПП «АВТОСПЕЦТРАНС ПОЛТАВА» та встановлено, що перевезення негабаритних вантажів здійснюються в умовах значної нерівномірності транспортних потоків, складних маршрутів і підвищених навантажень на техніку. Визначено, що автопарк підприємства включає різнотипні тягачі з колісними формулами 4x2, 6x4 та 6x6, а також широкий спектр напівпричепів вантажопідйомністю до 65 т, що забезпечує гнучкість, але ускладнює вибір оптимального транспортного засобу. Дослідження маршрутів перевезень показало, що вони поєднують ділянки з твердим покриттям і бездоріжжям, що вимагає врахування комплексу факторів: дорожніх умов, профілю маршруту, типу ґрунту, сезонності та технічного стану транспортних засобів.

– У другому етапі роботи виконано аналіз теоретичних підходів до оцінювання тягово-швидкісних характеристик і паливної економічності (ТШХ та ПЕ) автомобілів. Встановлено, що ефективність транспортного засобу визначається сукупністю взаємопов'язаних показників, серед яких ключовими є сила тяги, динаміка розгону, максимальна швидкість, долаємість підйомів і витрати палива. Запропоновано використовувати інтегральний підхід, заснований на методі відносних показників, відповідно до якого характеристики кожного тягача нормуються відносно умовного «ідеального» зразка [1]. Це дозволяє привести різномірні параметри до єдиної шкали та виконати коректне порівняння.

– У третьому етапі проведено практичну апробацію методики для різних типів автопоїздів і дорожніх умов. Порівняльна оцінка показала, що максимальні значення окремих показників досягаються різними моделями, що підтверджує відсутність універсального тягача.

Для прикладу розглянемо наведену методику при перевезенні трала вантажопідйомністю 58 т. На рисунках 1 – 4 представлено графічне вирішення аналізу визначених показників тягово-швидкісних характеристик і паливної економічності, а саме побудована сонячна діаграма по відносним характеристикам та їх сумарні відносні показники.

Загальний підсумок для транспортування трала 58 т різними типами автомобілів тягачів:

– Для умов $\psi = 0,02$ (сухий асфальт) найбільш раціональним тягачем за сукупністю ТШХ і ПЕ є Volvo FH13 (D13A520, 6×4), а найближчими альтернативами виступають MAN TGS (6×6) та Volvo FH13 (D13A480, 6×4) (із вибором за профілем маршруту).

– Для умов $\psi = 0,1$ (бездоріжжя) зростає практична доцільність використання MAN TGS (6×6) як тягача з найбільшим запасом тяги та прохідності, тоді як Volvo FH13 (6×4) є ефективним варіантом для змішаних маршрутів, де бездоріжжя займає обмежену частку шляху.

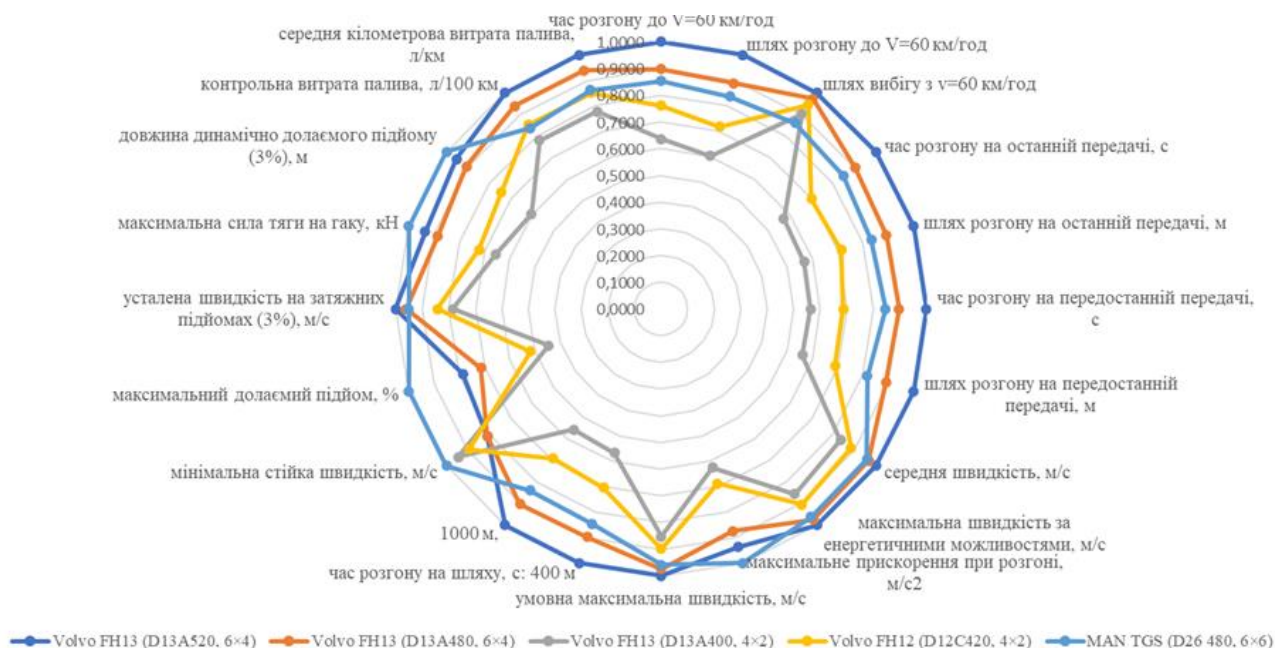


Рисунок 1 – Сонячна діаграма відносних показників ТШХ та ПЕ досліджуваних автомобілів-тягачів при перевезенні тралів вантажопідйомністю 58 т при $\psi = 0,02$

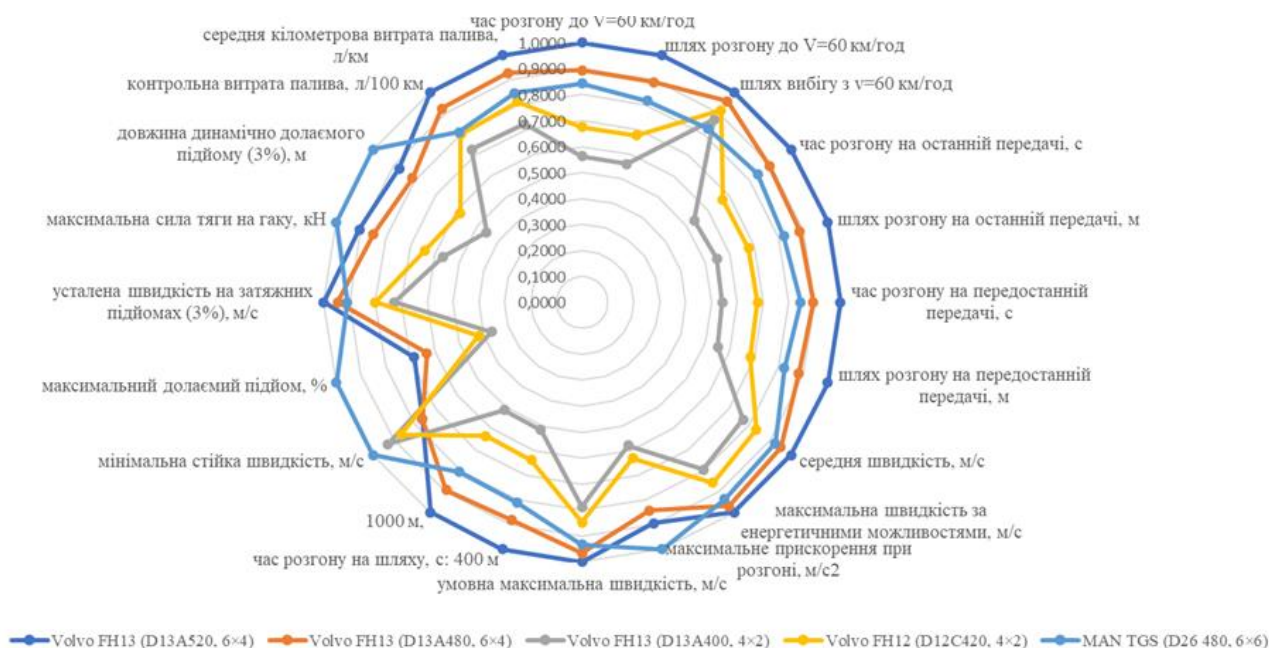


Рисунок 2 – Сонячна діаграма відносних показників ТШХ та ПЕ досліджуваних автомобілів-тягачів при перевезенні тралів вантажопідйомністю 58 т при $\psi = 0,1$

– Тягачі 4×2 при роботі з тралом 58 т доцільно розглядати як обмежений варіант, придатний переважно для стабільних дорожніх умов і без складних під'їзних ділянок.

В загальному встановлено, що для умов руху по дорогах з твердим покриттям найбільш ефективними є тягачі з колісною формулою 6×4, які забезпечують оптимальний баланс тягових, швидкісних та економічних

показників. У той же час, при роботі в умовах бездоріжжя суттєву перевагу мають повнопривідні тягачі 6×6, які характеризуються кращою прохідністю та здатністю реалізувати тягове зусилля. Доведено, що тягачі з колісною формулою 4×2 мають обмежене застосування при перевезенні важких і негабаритних вантажів, особливо на складних маршрутах.

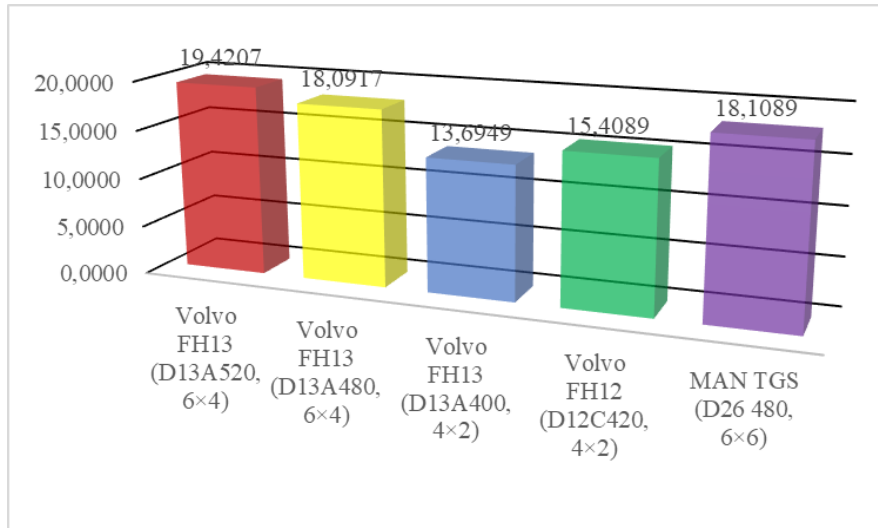


Рисунок 3 – Сумарні відносні показники ТЦХ та ПЕ досліджуваних автомобілів-тягачів при перевезенні тралів вантажопідйомністю 58 т при $\psi = 0,02$

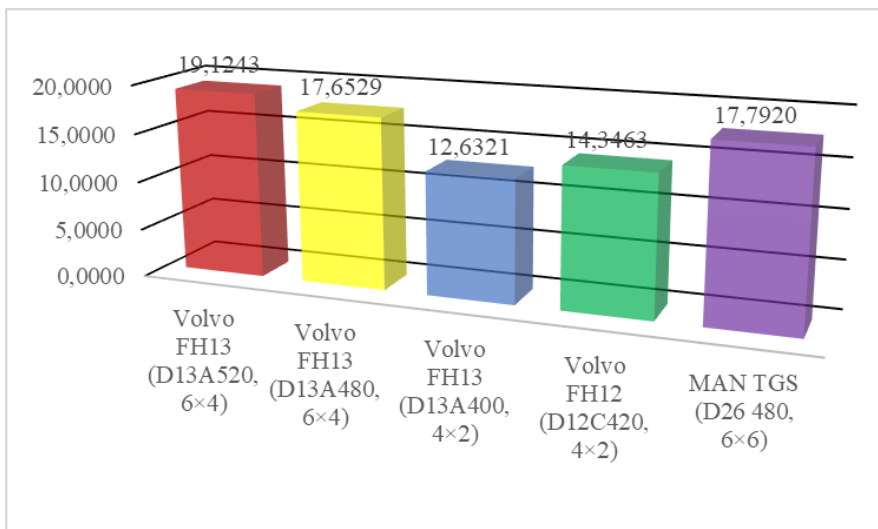


Рисунок 4 – Сумарні відносні показники ТЦХ та ПЕ досліджуваних автомобілів-тягачів при перевезенні тралів вантажопідйомністю 58 т при $\psi = 0,1$

Висновки. У роботі апробовано методику вибору автомобіля-тягача на основі інтегральної оцінки тягово-швидкісних характеристик і паливної економічності. Запропонований підхід дозволяє врахувати реальні умови експлуатації та забезпечити обґрунтований вибір транспортного засобу. Результати дослідження підтверджують, що ефективність використання автопоїздів визначається не окремими параметрами, а їх комплексною взаємодією, а також відповідністю умовам маршруту.

Література

1. Криворот А.І. Поліпшення тягово-швидкісних властивостей і паливної економічності транспортних засобів, що працюють на газогенераторному: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: 05.22.02 – автомобілі та трактори / А.І. Криворот. – Київ, 2020. – 20 с.

УДК 629.113

А. І. Криворот, к.т.н., доцент

О. С. Фільківський, магістрант

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

Д. С. Педь, к.т.н., майор

Начальник циклової комісії автомобільної техніки 179-го Об'єднаного навчально-тренувального центру військ зв'язку

АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ЗАСОБІВ ПІДВИЩЕННЯ ПРОХІДНОСТІ АВТОМОБІЛІВ КАТЕГОРІЇ N2 КОЛІСНОЇ ФОРМУЛИ 6X6

Автомобільний транспорт в сучасних умовах військового стану стикається з додатковими викликами в боротьбі з бездоріжжям. Автомобільний транспорт забезпечує більшість перевезення вантажів в важкодоступних місцях. Технічні характеристики вантажних автомобілів не завжди дозволяють виконати перевезення вантажів особливо при погіршенні погодних умов (сніг або дощ). Навіть автомобілі підвищеної прохідності мають труднощі при подолання природних перешкод. Навіть вантажні автомобілі військового призначення мають труднощі при переміщенні при погіршенні погодних умов.

Для боротьби з проблемами перевезення вантажів в умовах бездоріжжя викликаних стихійними лихами чи військовими діями для автомобілів проектується засоби підвищення прохідності. Вони поділяються на конструктивні, що встановлюються на постійній основі на автомобіль та додаткові, що монтуються або знімаються в залежності від дорожніх умов.

Конструктивні засоби – це технічні рішення прийняті на етапі проектування автомобіля для покращення його тягових та опорних характеристик, а саме:

- Блокування диференціалів: Використання самоблокованих диференціалів або примусового блокування дозволяє передавати крутний момент на обидва колеса осі, запобігаючи буксуванню одного з них.

- Колісні редуктори: Встановлення планетарних редукторів у маточинах коліс дозволяє збільшити дорожній просвіт (кліренс) та тягове зусилля.

- Повний привід (4x4, 6x6, 8x8): Підключення всіх осей автомобіля до трансмісії для максимального зчеплення з поверхнею.

- Система регулювання тиску в шинах: Дозволяє знижувати тиск на м'яких ґрунтах (пісок, болото) для збільшення плями контакту, що зменшує питомий тиск на ґрунт.

- Спеціалізована підвіска: Використання параболічних ресор або

незалежних підвісок для кращого копіювання рельєфу місцевості.

Додаткові засоби – це пристрої або знаряддя, що встановлюються водієм безпосередньо перед подоланням складних ділянок (ожеледь, глибокий сніг, болото). До додаткових засобів належать:

- Ланцюги протиковзання: Сітчасті конструкції, що одягаються на колеса для різкого підвищення зчеплення на льоду та щільному снігу.

- Браслети протиковзання: Спрощений варіант ланцюгів, який можна встановити на вже застряглий автомобіль.

- Сенд-траки (протибуксувальні щити): Металеві або пластикові дошки, які підкладаються під колеса для створення твердої опори на пухких ґрунтах.

- Лебідки: Електричні або гідравлічні механізми для самовитягування автомобіля за допомогою троса.

- Гусеничних засобів: Змінні модульні системи або гумові стрічки які одягаються поверх коліс.

Для вантажних автомобілів з нормальною або підвищеною прохідністю найнебезпечнішими є ділянки дороги з глибоким снігом, злиті водою (повенями) або піщані ями. В даних перешкодах навіть автомобілі з підвищеною прохідністю мають великі труднощі оскільки в даних умовах йде велике зменшення зчеплення коліс з дорожнім покриттям. Для підвищення прохідності вантажних автомобілів в умовах бездоріжжя, снігу або болотистої місцевості використовують різні типи гусеничних засобів – від швидких знімних модулів до стаціонарних систем переобладнання оскільки вони найкраще задовільняють умови подолання перешкод в даних умовах.

Гусеничні засоби поділяються на:

- Універсальні гусеничні візки – це гусеничні модульні системи на які автомобіль заїжджає колесами безпосередньо на чотири окремі гусеничні платформи. Колеса автомобіля через спеціальні ролики передають обертання на гусеничну стрічку (рис. 1).



Рисунок 1 – Гусенична система Track N Go з приводом від ведучих коліс

- Знімні гусеничні модулі замість коліс – це заміна стандартних коліс при якій на їх місце (на маточини) встановлюються трикутні гусеничні блоки (рис. 2).



Рисунок 2 – Гусенична система гусеничні системи

– Знімні гусеничні стрічки – це гнучкі стрічки (гумові або сталеві), які одягаються поверх коліс (рис. 3).



Рисунок 3 – Гусенична система Over-The-Tire Tracks

Гусеничні системи мають ряд переваг при застосування на військовій та ДСНС техніці. Для збільшення прохідності в умовах бездоріжжя виникає потреба в розробці уніфікованих гусеничних систем типу Over-The-Tire Tracks для вантажних автомобілів категорії N2 колісної формули 6x6.

Нами пропонується використовувати схему з встановленням гусеничних засобів на задній візок (рис. 4), що суттєво підвищить прохідність особливо в умовах використання автомобілів у осінньо-весняний період.

Це дасть при невеликих затратах часу підвищити прохідність автомобіля, що дасть можливість виконувати перевезення в умовах снігових заметів, піщаних насипів чи водних перешкод.

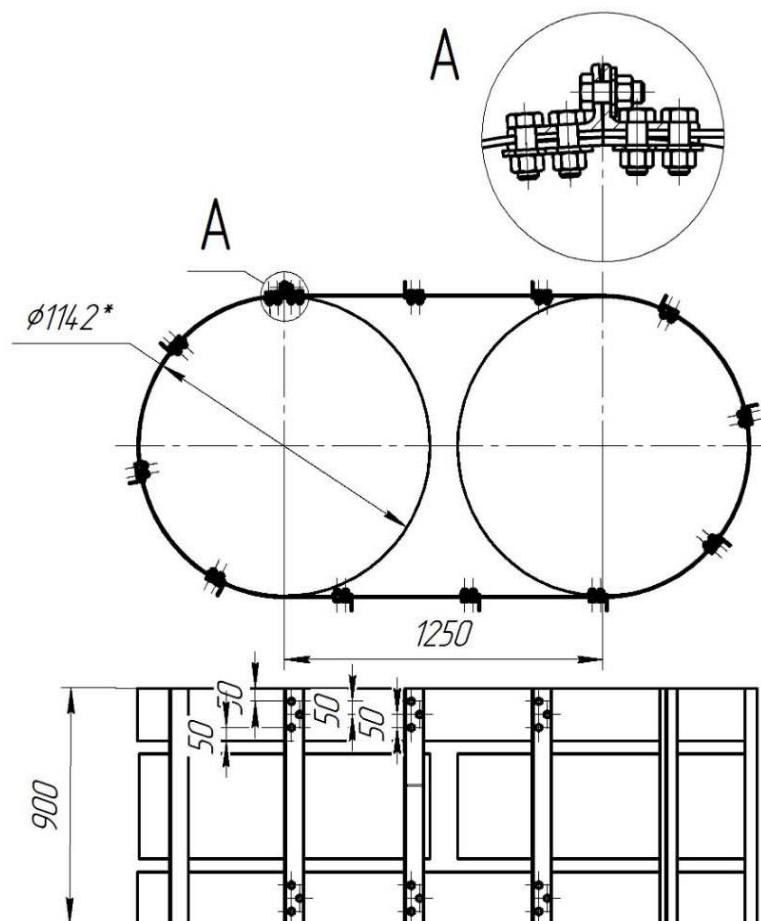


Рисунок 4 – Схема гусеничної системи для автомобілів 6х6

Література

1. Автомобілі. Основи конструкції, теорія : навчальний посібник / [В.П. Сахно, В.І. Сирота, В.М. Поляков та ін.]. – [3-є видання, доповнене і перероблене]. – Одеса : Військова академія, 2016. – 356 с.
2. Основи конструкції, теорія автомобілів : підручник / В.І. Сирота, В.П. Сахно, Д.М. Яценко, О.В. Сирота. – К. : Міленіум, 2023. – 443 с.

ЗМІСТ

<i>А. І. Аніщенко, В. В. Блажко, В. В. Манкевич</i> АНАЛІЗ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ МЕХАНІЧНОЇ ПЕРЕРОБКИ АВТОМОБІЛЬНИХ ШИН	4
<i>Є. А. Васильєв, Д. В. Тараненко</i> МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ЯКОСТІ ЗМІШУВАННЯ МЕТОДОМ КОЛОРИМЕТРІЇ ЗА ДОПОМОГОЮ ПРОГРАМНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ	7
<i>Ю. О. Кузуб, В. В. Вірченко</i> АДАПТИВНИЙ РЕЖИМ ЗМІШУВАННЯ БУДІВЕЛЬНИХ СУМІШЕЙ У ЗМІШУВАЧАХ З ГВИНТОВИМИ ЛОПАТКАМИ	9
<i>В. Ю. Полежаєв</i> ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЦЕСІВ ЗМІШУВАННЯ ТА ТРАНСПОРТУВАННЯ БУДІВЕЛЬНИХ СУМІШЕЙ	11
<i>В. В. Блажко, А. І. Аніщенко, Л. В. Саєнко</i> ПРАКТИЧНІ АСПЕКТИ ВПРОВАДЖЕННЯ ПРЕДИКТИВНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ ПРОМИСЛОВОГО ОБЛАДНАННЯ В УМОВАХ ЦИФРОВІЗАЦІЇ ВИРОБНИЦТВА	13
<i>В. Г. Михайлик, М. В. Шаповал</i> ДОСЛІДЖЕННЯ ДИФУЗІЙНОЇ ПРОНИКНОСТІ СЕРЕДОВИЩА МАТЕРІАЛУ ЗАМКНЕНОЇ КАМЕРИ КОМПЕНСУЮЧОГО ПРИСТРОЮ	16
<i>Р. Ю. Сальніков, Р. Ю. Рудик, В. В. Вірченко</i> ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЦЕСУ ПОДАЧІ БУДІВЕЛЬНИХ СУМІШЕЙ ЧЕРЕЗ НАСАДКИ ТЕХНОЛОГІЧНИХ СИСТЕМ НАНЕСЕННЯ ..	21
<i>В. Г. Михайлик, М. В. Шаповал</i> АНАЛІЗ ПРОЦЕСУ ВИНИКНЕННЯ ТИСКУ ПОДАЧІ РОЗЧИНУ У ГІДРАВЛІЧНІЙ ЧАСТИНІ ГІДРОПРИВОДНОГО РОЗЧИНОНАСОСА МЕТОДОМ КОМП'ЮТЕРНОГО МОДЕЛЮВАННЯ	23
<i>О. І. Іваненко, З. Р. Мусаєв</i> ДОСЛІДЖЕННЯ СТІЙКОСТІ БАШТОВИХ КРАНІВ З УРАХУВАННЯМ РОЗПОДІЛУ НАВАНТАЖЕНЬ НА ОПОРИ	27
<i>О. І. Іваненко, З. Р. Мусаєв</i> ДОСЛІДЖЕННЯ СТРУКТУРНОЇ СТІЙКОСТІ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ КРАНІВ ПРИ ДІЇ ІНТЕНСИВНОГО ВІТРУ	29
<i>Л. В. Разарьонов</i> АНАЛІЗ МОБІЛЬНИХ МАШИН ДЛЯ ОБСЛУГОВУВАННЯ ТА РЕМОНТУ БДМ І ВИБІР МЕТОДА ПО ФОРМУВАНЮ ЇХ СКЛАДУ	30
<i>Р. Ю. Рудик, Р. Ю. Сальніков, В. В. Вірченко</i> ОЦІНЮВАННЯ ТРИВАЛОСТІ ЗМІШУВАННЯ БЕТОННИХ СУМІШЕЙ ПРИ ОСЦИЛЯЦІЙНОМУ РУСІ БАРАБАНА	32

М. В. Шаповал

ВІВЧЕННЯ ВПЛИВУ КОМПЕНСУЮЧОГО ОБ'ЄМУ ПОВІТРЯ
КОМПЕНСАТОРІВ НА ОБ'ЄМНИЙ ККД..... 34

В. Є. Лютенко, Я. В. Лебеденко, С. І. Бондал

РОЗРОБЛЕННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ НАВІСНОГО ГДРОУДАРНОГО
ОБЛАДНАННЯ 37

В. Є. Лютенко, Д. А. Стукалов, М. В. Салашний

РОЗРОБЛЕННЯ ВІБРОЗАХИСНОЇ СИСТЕМИ ДЛЯ ОБРОБЛЕННЯ
ДЕТАЛЕЙ ТИПУ ТІЛ ОБЕРТАННЯ..... 38

О. В. Орисенко, М. М. Нестеренко, А. О. Клименко

АНАЛІТИЧНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРОЦЕСУ ПОДРІБНЕННЯ
ДЕРЕВИНИ В ДИСКОВИХ РУБАЛЬНИХ МАШИНАХ..... 40

А. І. Криворот, О. В. Орисенко

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА УСТАНОВКА ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ МІЦНОСТІ
ГРАНИЧНОЇ МАСЛЯНОЇ ПЛІВКИ..... 42

І. А. Rogozin, В. В. Чевжик, А. М. Волощук

ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ ЛОПАТЕЙ ІЗ КЕРОВАНИМ КУТОМ
АТАКИ У БУДІВЕЛЬНИХ РОТОРНИХ ЗМІШУВАЧАХ..... 45

Ю. Ю. Коротич, Д. В. Склема

ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ ВІБРАЦІЇ НА ЯКІСТЬ УЩІЛЬНЕННЯ БЕТОННИХ
СУМІШЕЙ 48

Ю. Ю. Коротич, В. В. Щетинін

НОМЕНКЛАТУРА БЕТОННИХ ВИРОБІВ ДЛЯ ВІБРОФОРМУВАЛЬНОГО
ОБЛАДНАННЯ З ВІБРОЗБУДУВАЧЕМ НА ВАЖЕЛІ 50

О. Vasiliev, V. Kulai

DETERMINATION OF THE FRONTAL DRAG FORCE FOR A BLADE
WITH A SQUARE CROSS-SECTION 52

О.С. Васильєв, А.М. Яковенко

МАТЕМАТИЧНЕ ВИЗНАЧЕННЯ КІНЕТИЧНОЇ ЕНЕРГІЇ ВІБРАЦІЙНОЇ
ПЛИТИ 54

Ю. А. Монастирський, Д. С. Борис

МЕТОДИЧНІ ЗАСАДИ ВИБОРУ ТИПУ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ
РУЙНУВАННЯ МАЛОМІЦНИХ ЗАЛІЗНИХ РУД В ТЕХНОЛОГІЧНИХ
ПРОЦЕСАХ ПІДЗЕМНИХ ГІРНИЧИХ РОБІТ 56

О. С. Дьяченко, М. М. Балака, П. О. Кривченков

АНАЛІЗ АКТУАЛЬНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ ДРОБИЛЬНИХ І
СОРТУВАЛЬНИХ УСТАНОВОК В ПРОЦЕСІ ПЕРЕРОВКИ БУДІВЕЛЬНИХ
ВІДХОДІВ І ОГЛЯД ЇХ КОНСТРУКЦІЙ 57

С. М. Жигилій

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ДИНАМІЧНОЇ ДІЇ КЕРОВАНОВОГО МЕХАНІЧНОГО ЗБУДЖУВАЧА КОЛОВИХ ПОСТУПАЛЬНИХ КОЛИВАНЬ.....	61
--	----

В. І. Мощенок

ОЦІНКА ЯКОСТІ ДЕТАЛЕЙ МАШИН ЗА ТВЕРДІСТЮ	64
--	----

Д. В. Бодак, М. М. Нестеренко

ВІБРАЦІЙНІ УСТАНОВКИ ДЛЯ УЩІЛЬНЕННЯ НАСИПНИХ ВАНТАЖІВ ..	68
--	----

М. О. Скорик, І. О. Ащанулов, Є. Д. Лебедєв

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПРУЖИННОЇ ПІДВІСКИ ІЗ ПАРАЛЕЛЬНИМ З'ЄДНАННЯМ ГАСИЛЬНОГО ТА ПРУЖНОГО ЕЛЕМЕНТІВ ПІД ДЕЯКИМ ВЗАЄМНИМ КУТОМ.....	71
---	----

М. О. Скорик, К. С. Дубина, Є. А. Богуславський

ПЕРСПЕКТИВИ ЗАСТОСУВАННЯ РОТОРНО-ПОРШНЕВИХ ДВИГУНІВ НА АВТОМОБІЛЯХ	73
---	----

М. О. Скорик, В. В. Момот

ВИБІР ДАТЧИКА ДЛЯ КОНТРОЛЮ ЗАЛИШКОВОГО РЕСУРСУ ГАЛЬМІВНИХ КОЛОДОК ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ ТА МІСЦЯ ЙОГО ВСТАНОВЛЕННЯ.....	76
--	----

М. О. Скорик, І. А. Овдієнко, Р. В. Головка

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНОГО ФАКТОРА АВТОМОБІЛЯ КАТЕГОРІЇ М1 ІЗ ВСТАНОВЛЕНИМИ ШИНАМИ РІЗНИХ ТИПОРОЗМІРІВ	79
--	----

Д. С. Явтушенко, М. В. Шаповал

ВИЗНАЧЕННЯ ТРУДОМІСТКОСТІ ТА ВАРТОСТІ ТО КРОСОВЕРІВ НА СТО	82
---	----

І. А. Rogozin, Б. В. Пугач, М. О. Герасименко, К. О. Васильєв

МЕТОДИКА ВИБОРУ ЗМАЩУВАЛЬНИХ МАТЕРІАЛІВ ДЛЯ ДВИГУНІВ АВТОМОБІЛІВ З МАШИНИХ ПАРКІВ ПІДПРИЄМСТВ.....	85
---	----

Ю. А. Монастирський, О. П. П'ятниця, С. М. Сорока

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ЩІЛЬНОСТІ ПОРІД НА ПРОДУКТИВНІСТЬ КАР'ЄРНИХ АВТОСАМОСКИДІВ.....	88
---	----

А. І. Криворот, Р. В. Захарченко, Г. Ф. Дураченко, В. М. Коляда

МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ ПНЕВМОГІДРАВЛІЧНОГО ЕКСТРЕНОГО ГАЛЬМІВНОГО ПРИСТРОЮ БУФЕРНОГО ТИПУ	89
--	----

А. І. Криворот, П. Б. Митрофанов, І. В. Демченко

АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ГЛУШНИКІВ У СИСТЕМАХ ЗНИЖЕННЯ ШУМУ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ	92
--	----

А. І. Криворот

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТУ НАВАНТАЖЕННЯ
ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ АВТОМОБІЛЯ MITSUBISHI
LANCER 9 94

А. І. Криворот, В. В. Малич, В. С. Анісімов, Д. І. Бокань, V. Bezroda

КОМПЛЕКСНА ОЦІНКА ПАЛИВНО-ЕКОНОМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК
АВТОМОБІЛІВ КАТЕГОРІЇ M1 НА ОСНОВІ ДОВГОТРИВАЛОГО
ЕКСПЕРИМЕНТУ 97

В. П. Сахно, А. І. Криворот, В. П. Петрін

ПРАКТИЧНЕ ЗАСТОСУВАННЯ ТЯГОВО-ШВИДКІСНОЇ МЕТОДИКИ
ДЛЯ ВИБОРУ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ 101

А. І. Криворот, О. С. Фільківський, Д. С. Педь

АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ ЗАСОБІВ ПІДВИЩЕННЯ ПРОХІДНОСТІ
АВТОМОБІЛІВ КАТЕГОРІЇ N2 КОЛІСНОЇ ФОРМУЛИ 6X6 105

НАУКОВО-НАВЧАЛЬНЕ ВИДАННЯ

Національний університет
«Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

Матеріали IX Всеукраїнської науково-технічної конференції «Створення, експлуатація і ремонт автомобільного транспорту та будівельної техніки» (30 квітня 2026 р. м. Полтава) Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

Видається відповідно до рішення вченої ради Навчально-наукового інституту інформаційних технологій та робототехніки Національного університету «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка» від 28.05.2026 р., протокол №14.

Полтава: Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

Матеріали друкуються в авторській редакції
Художні редактори *М.М. Нестеренко, О.В. Орисенко, В.В. Вірченко, А.І. Криворот, І.А. Rogozin.*
Технічний редактор *М.М. Нестеренко.*

Макет виготовлено на кафедрі галузевого машинобудування та мехатроніки Національного університету «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

Формат А5. Папір ксероксний.
Друк лазерний. Тираж 10 прим.

Кафедра галузевого машинобудування та мехатроніки,
Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», проспект Віталія Грицаєнка, буд. 24,
36011, м. Полтава, Україна